

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje
Katedra za motore i vozila

Završni zadatak

Analiza indikatorskog dijagrama motora sa unutarnjim izgaranjem

Voditelji rada:

Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Dr. sc. Darko Kozarac

Marin Njirić

0035146247

U Zagrebu, lipanj 2010.

Izjava

Izjavljujem pod punom materijalnom, moralnom i svakom drugom odgovornošću da sam završni rad izradio samostalno znanjem stečenim tijekom studiranja na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, literaturom navedenom u popisu, te uz pomoć voditelja rada prof. dr. sc. Zorana Lulića i dr. sc. Darka Kozarca. Ovim putem bih se htio zahvaliti voditeljima rada za primljenu pomoć, a posebno dr. sc. Darku Kozarcu koji je nebrojno puta našao vremena i strpljenja kako bi me uputio u pravom smjeru prema uspješnoj izradi završnog rada, još jednom iskreno hvala.

U Zagrebu, 2010.



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodogradarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Marin Njirić**

Mat. br.: 0035146247

Naslov: **Analiza indikatorskog dijagrama motora s unutarnjim izgaranjem**

Opis zadatka:

Razvoj motora s unutarnjim izgaranjem temelji se na eksperimentalnim i simulacijskim ispitivanjima. Prilikom eksperimentalnog ispitivanja rada motora neke fizikalne veličine mogu se mjeriti lakše od nekih drugih, a neke od njih gotovo da uopće nije moguće mjeriti. Stoga se eksperimentalno ispitivanje motora sastoji od mjerenja, te od naknadnog preračunavanja izmjerenih veličina. Pri tom je npr. tlak u cilindru za vrijeme rada motora ili pak maseni protok radnog medija moguće relativno jednostavno mjeriti, dok je temperaturu u cilindru ili pak značajke procesa izgaranja mnogo teže ili čak nemoguće izmjeriti. No, poznavanjem fizikalnih zakona moguće je iz izmjerenih podataka o promjeni tlaka i masi radnog medija u cilindru, izračunati srednju temperaturu cilindra, te brzinu oslobađanja topline i njezinu neto vrijednost (ROHR i NetROHR).

U okviru završnog rada potrebno je:

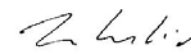
- opisati mogućnosti eksperimentalnih ispitivanja i poteškoće koje se kod njih javljaju;
- razraditi matematički model izračunavanja promjene temperature na temelju izmjerene krivulje promjene tlaka;
- razraditi matematički model izračunavanja neto brzine oslobađanja topline, te uvođenjem pretpostavljene izmjene topline, između radnog medija i stijenke cilindra, razraditi model za izračunavanje brzine oslobađanja topline;
- razraditi matematički model koji metodom najmanjih kvadrata na temelju izmjerene krivulje promjene tlaka izračunava Vibeove značajke izgaranja;
- razrađene modele pretvoriti u programsku skriptu u Matlab okruženju;
- prikazati rezultate proračuna za jedan primjer izmjerene krivulje toka tlaka.

Pri radu treba se držati pravila koja su uobičajena za izradu semestralnih radova kao i posebnih pravila za izradu završnih radova. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

11. prosinca 2009.

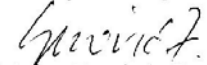
Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Zoran Lulić, Dr. sc. Darko Kozarac

Rok predaje rada:

Prosinac 2010.

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Referada za diplomske i završne ispite

Obrazac DS - 3A/PDS - 3A

Sadržaj :

Popis mjernih jedinica, fizikalnih veličina, indeksi, kratice.....	I
Popis slika.....	III
Popis tablica.....	IV
1. Uvod.....	1
2. Razrada matematičkih modela.....	2
2.1. Razrada matematičkog modela za izračunavanje brzine oslobađanja topline.....	2
2.1.1. Izentropksi eksponent.....	4
2.1.2. Tlak cilindra.....	7
2.1.3. Volumen cilindra	8
2.1.4. Brzina promjene volumena.....	9
2.1.5. Brzina promjene tlaka.....	10
2.1.6. Toplinski tok koji prelazi na stijenske	11
2.2. Razrada matematičkog modela za izračunavanje Vibeove značajke izgaranja..	14
2.2.1. Proračun toka tlaka	14
Kompresija	15
Izgaranje	17
Ekspanzija.....	21
3. Prikaz i analiza rezultata proračunskih modela	22
3.1. Utjecaj izentropskog eksponenta na vrijednost brzine oslobađanja topline	22
Gatowski.....	23
Brunt	24
Egnell.....	25
3.2. Rezultati proračuna brzine oslobađanja topline.....	26
Eksperimentalne vrijednosti tlaka 1	27
Eksperimentalne vrijednosti tlaka 2	28
Eksperimentalne vrijednosti tlaka 3	29
3.3. Rezultati proračunskog modela za izračunavanje Vibeove značajke izgaranja .	30
Vibeova značajka pri tlaku 1	30
Vibeova značajka pri tlaku 2	31
Vibeova značajka pri tlaku 3	32
4. Zaključak	33

5. Literatura.....	34
Prilozi	35
Prilog 1. Programska skripta za izračunavanje ROHR-a	35
Prilog 2. Programska skripta za izračunavanje simulacijskog tlaka i Vibeove značajke izgaranja na račun dobivene krivulje ROHR-a.....	38

Popis mjernih jedinica, fizikalnih veličina, indeksi, kratice

Fizikalne veličine

A_C	[m ²]	- površina poprečnog presjeka cilindra
A_K	[m ²]	- površina klipa
A_S	[m ²]	- površina stijenke cilindra
A_G	[m ²]	- površina glave motora
A_{UK}	[m ²]	- ukupna površina stijenke cilindra, klipa i glave motora
c	[-]	- maseni udio ugljika u gorivu
c_p	[J/(kg K)]	- specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku
c_v	[J/(kg K)]	- specifični toplinski kapacitet pri stalnom volumenu
d	[m]	- promjer cilindra
h	[-]	- maseni udio vodika u gorivu
h_c	[m]	- udaljenost klipa od gornje mrtve točke
H_d	[J/kg]	- donja ogrjevna vrijednost goriva
L	[m]	- hod klipa od GMT do DMT
M_G	[kg/kmol]	- molekularna masa goriva
M_Z	[kg/kmol]	- molekularna masa zraka
m	[-]	- Vibeova značajka izgaranja
m_c	[kg]	- masa mješavine u cilindru
n	[-]	- eksponent politrope
n_{KV}	[min ⁻¹]	- brzina vrtnje koljenastog vratila
o	[-]	- maseni udio kisika u gorivu
p_c	[Pa]	- tlak u cilindru
p_{IP}	[Pa]	- tlak u cilindru u trenutku početka izgaranja
p_m	[Pa]	- tlak u cilindru gonjenog motora
p_{sim}	[Pa]	- tlak u cilindru dobivena simulacijskim proračunom
p_{UZ}	[Pa]	- tlak u cilindru u trenutku zatvaranja usisnih ventila
Q_{hr}	[J]	- ukupna toplina oslobođena izgaranjem
Q_{ht}	[J]	- toplina koja se provodi kroz stijenke
q_z	[J/kg]	- ukupna količina dovedene topline
R	[J/(kg K)]	- individualna plinska konstanta
R_m	[J/(kmol K)]	- opća plinska konstanta
R_G	[J/(kg K)]	- individualna plinska konstanta goriva
R_S	[J/(kg K)]	- individualna plinska konstanta mješavine
R_Z	[J/(kg K)]	- individualna plinska konstanta zraka
r	[m]	- polumjer radilice
T_c	[K]	- temperatura u cilindru
T_{ref}	[K]	- referentna temperatura
T_{IP}	[K]	- temperatura u cilindru u trenutku početka izgaranja
T_{UZ}	[K]	- temperatura u cilindru u trenutku zatvaranja usisnih ventila
T_w	[K]	- temperatura stijenke cilindra
U_s	[J]	- unutarnja energija mješavine
V_c	[m ³]	- volumen cilindra
V_H	[m ³]	- radni volumen cilindra
V_K	[m ³]	- kompresijski volumen
V_{UZ}	[m ³]	- volumen cilindra u trenutku zatvaranja usisnih ventila
v_{sred}	[m/sec]	- srednja brzina klipa

W	[J]	- mehanički rad
X_G	[kg _G /kg s]	- maseni udio goriva u mješavini
X_Z	[kg _Z /kg s]	- maseni udio zraka u mješavini
x	[-]	- udio izgorjelog goriva
α	[°KV]	- kut zakreta koljenastog vratila mjeren od GMT
α_i	[°KV]	- kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na početak izgaranja
α_{izg}	[°KV]	- duljina trajanja izgaranja
α_w	[W/m ² K]	- koeficijent prijelaza topline
α_1	[°KV]	- kut zakreta koljenastog vratila na početku intervala 1-2
α_2	[°KV]	- kut zakreta koljenastog vratila na kraju intervala 1-2
β	[-]	- faktor trenutačne promjene količine plina
β_{max}	[-]	- faktor maksimalne promjene količine plina
$\beta_{0,max}$	[-]	- faktor maksimalne promjene količine plina ako nisu prisutni zaostali plinovi izgaranja
ε	[-]	- stupanj kompresije
κ	[-]	- izentropski eksponent
λ	[-]	- omjer klipnjače
λ_Z	[-]	- faktor zraka
ξ	[-]	- koeficijent iskoristivosti topline pri izgaranju
ω_{KV}	[°KV/sec]	- kutna brzina koljenastog vratila
γ	[-]	- faktor zaostalih plinova izgaranja
ψ_k	[-]	- faktor hlađenja i disocijacije

Indeksi

C	- cilindar
G	- gorivo
GL	- glava
hr	- oslobođena topline (eng. <i>heat release</i>)
ht	- topline koja se provodi kroz stjenke (eng. <i>heat transfer</i>)
IK	- izgaranje kraj
IP	- izgaranje počinje
IO	- ispuh otvara
K	- klip
KV	- koljenasto vratilo
mješ	- mješavina
ref	- referentno
sim	- simulacijski
UK	- ukupno
UZ	- usis zatvara
w	- stjenka (eng. <i>wall</i>)

Kratice

DMT	- donja mrtva točka
GMT	- gornja mrtva točka
ROHR	- brzina oslobađanja topline (eng. <i>Rate Of Heat Release</i>)
NetROHR	- neto vrijednost brzine oslobađanja topline

Popis slika

Slika 1. Volumen cilindra V_c tijekom analize oslobođene topline.....	2
Slika 2. Primjer promjene vrijednosti izentropskog eksponenta sa temperaturom za tri različita modela.....	5
Slika 3. Eksperimentalne vrijednosti tlaka p_c u cilindru pri $n=1200 \text{ min}^{-1}$ i $\lambda_z = 4,17$	7
Slika 4. Shematski prikaz ukupnog volumena cilindra.	8
Slika 5. Brzina promjene volumena cilindra $dV_c / d\alpha$	10
Slika 6. Porast tlaka kod izgaranja prema [3].	11
Slika 7. Tok tlaka u cilindru u slučaju izostanka paljenja.	13
Slika 8. Shema podjele procesa na male vremenske intervale prema [3].	14
Slika 9. Razvijeni dijagram tlaka podijeljen na tri karakteristična dijela prema [3].	15
Slika 10. Shematski prikaz određivanja početka i kraja izgaranja iz dijagrama kumulativne topline [2].	18
Slika 11. Oblik Vibeove funkcije izgaranja za različite vrijednosti parametra m , pri duljini trajanja izgaranja od 60°KV prema [3].	19
Slika 12. Izračunata promjena neto brzine oslobađanja topline uz vrijednost izentropskog eksponenta prema Gatowskom.....	23
Slika 13 Izračunata promjena neto brzine oslobađanja topline uz vrijednost izentropskog eksponenta prema Bruntu.	24
Slika 14. Izračunata promjena neto brzine oslobađanja topline uz vrijednost izentropskog eksponenta prema Egnellu.....	25
Slika 15. Rezultati programske skripte za 1. primjer unesenih vrijednosti izmjerenoga tlaka u cilindru motora.	27
Slika 16. Rezultati programske skripte za 2. primjer unesenih vrijednosti izmjerenoga tlaka u cilindru motora.	28
Slika 17. Rezultati programske skripte za 3. primjer unesenih vrijednosti izmjerenoga tlaka u cilindru motora.	29
Slika 18. Usporedba vrijednosti toka tlaka u cilindru dobivene simulacijskim proračunom i eksperimentalnim ispitivanjem 1.	30
Slika 19. Usporedba vrijednosti toka tlaka u cilindru dobivene simulacijskim proračunom i eksperimentalnim ispitivanjem 2.	31
Slika 20. Usporedba vrijednosti toka tlaka u cilindru dobivene simulacijskim proračunom i eksperimentalnim ispitivanjem 3.	32

Popis tablica

Tablica 1. Osnovne karakteristike HCCI motora.....	8
Tablica 2. Usporedba simulacijskih i referentih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline uz vrijednosti izentropskog eksponenta prema Gatowskom.....	23
Tablica 3. Usporedba simulacijskih i referentih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline uz vrijednosti izentropskog eksponenta prema Bruntu.....	24
Tablica 4. Usporedba simulacijskih i referentih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline uz vrijednosti izentropskog eksponenta prema Egnellu.....	25
Tablica 5. Odstupanja pojedinih modela od točnih vrijednosti brzine oslobađanja topline, za šest kutova zakreta koljenastog vratila..	26
Tablica 6. Vrijednosti maksimalnog tlaka, temperature, neto brzine oslobađanja topline i odstupanje od referentne vrijednosti za pripadni kut zakreta koljenastog vratila za 1. primjer unesenog tlaka.....	27
Tablica 7. Vrijednosti maksimalnog tlaka, temperature, neto brzine oslobađanja topline i odstupanje od referentne vrijednosti za pripadni kut zakreta koljenastog vratila za 2. primjer unesenog tlaka.....	28
Tablica 8. Vrijednosti maksimalnog tlaka, temperature, neto brzine oslobađanja topline i odstupanje od referentne vrijednosti za pripadni kut zakreta koljenastog vratila za 3. primjer unesenog tlaka.....	29
Tablica 9. Usporedba vršnih vrijednosti tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i tlaka 1 dobivenog eksperimentalnim ispitivanjem.....	30
Tablica 10. Usporedba vršnih vrijednosti tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i tlaka 2 dobivenog eksperimentalnim ispitivanjem.....	31
Tablica 11. Usporedba vršnih vrijednosti tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i tlaka 3 dobivenog eksperimentalnim ispitivanjem.....	32

1. Uvod

Termodinamička analiza vrijednosti tlaka dobivenih eksperimentalnim ispitivanjem u cilindru motora s unutarnjim izgaranjem, omogućuje jednostavan ali ujedno učinkovit alat za definiranje značajki procesa izgaranja. Dobivene vrijednosti mogu se iskoristiti u daljnjoj analizi procesa izgaranja, u cilju smanjenja emisije štetnih plinova i potrošnje goriva tijekom rada motora.

Dva osnovna pristupa su izračunavanje udjela izgorjelog goriva (eng. *Mass Fraction Burn*) i analiza oslobođene topline. Izračunavanje udjela izgorjelog goriva provodi se sa ciljem definiranja karakterističnih kutova zakreta koljenastog vratila u intervalu izgaranja, odnosno kuta kada izgaranje počinje α_{IP} i duljine trajanja izgaranja $\Delta\alpha_{izg}$.

Analiza oslobođene topline dovodi do izračunavanja brzine oslobađanja topline ROHR (eng. *Rate Of Heat Release*), odnosno ukupne količine oslobođene topline pomoću koje nadalje možemo definirati stupanj korisnosti izgaranja, emisiju NO_x , povećanje tlaka i temperature u cilindru za vrijeme izgaranja. Zbog velike važnosti, tijekom godina razvijeno je više modela za izračunavanje oslobođene topline. Jednostavan i istovremeno vrlo točan model razvio je Gatowski [1].

U prvom dijelu ovoga rada razraditi će se spomenut matematički model za izračunavanje brzine oslobađanja topline, te će se uvođenjem pretpostavljene izmjene topline između radnog medija i stijenki cilindra, razraditi će se model za izračunavanje neto vrijednosti brzine oslobađanja topline NetROHR (eng. *Net Rate Of Heat Release*). Korištenjem suvremenih programskih paketa razrađeni modeli će se pretvoriti u programsku skriptu u Matlab okruženju koja tada na temelju unesenih vrijednosti eksperimentalno izmjerenog toka tlaka u cilindru motora, goriva i geometrije cilindra može izračunati i u obliku dijagrama prikazati čitav niz rezultata potrebnih za daljnju analizu procesa u motoru.

U drugom dijelu rada, korištenjem dobivenih vrijednosti oslobođene topline i vrijednosti eksperimentalno izmjerenog toka tlaka, pomoću optimizacijske rutine *fmincon* koja je integrirana u programskom paketu Matlab, definirati će se vrijednost značajke izgaranja m .

Na posljétku će se prikazati rezultati proračuna brzine oslobađanja topline za tri vrijednosti eksperimentalno izmjerenog toka tlaka pri istoj brzini vrtnje motora ali s različitom količinom ubrizganog goriva. Za iste će se potom definirati početak i kraj izgaranja, kao i sama značajka funkcije izgaranja m .

2. Razrada matematičkih modela

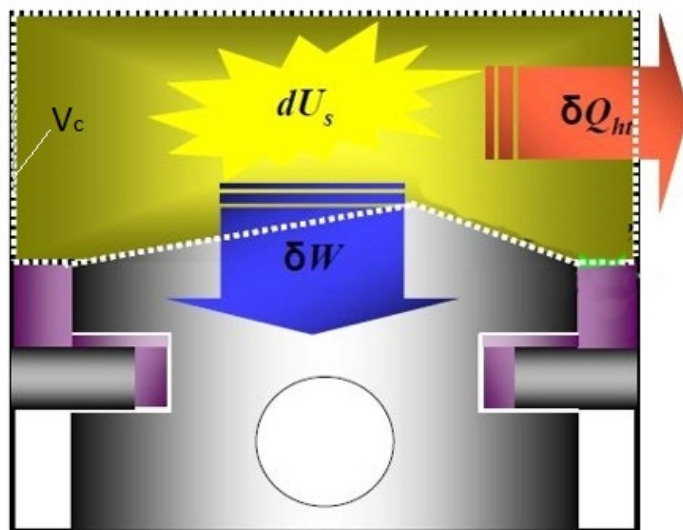
2.1. Razrada matematičkog modela za izračunavanje brzine oslobađanja topline

Proračun procesa u cilindru za vrijeme zatvorenih ventila baziran je na prvom glavnom stavku termodinamike. Prvi glavni stavak za radni medij koji se nalazi u cilindru motora glasi : *toplina dovedena izgaranjem potroši se na promjenu unutarnje energije u cilindru, na rad klipa i na toplinu koja se predaje stjenkama (klipa, cilindra i glave motora).*

Prvi glavni stavak termodinamike za zatvoreni sustav, u diferencijalnom obliku kao što je shematski prikazan na slici 1., postavljen je za interval od zatvaranja usisnih ventila do otvaranja ispušnih ventila prema [2] i glasi :

$$\delta Q_{hr} = \delta W + dU_s + \delta Q_{ht} \quad (1)$$

pri čemu su : δQ_{hr} [J] – diferencijal topline oslobođene izgaranjem, δW [J] – diferencijalni rad koji se dobiva na račun promjene volumena cilindra, dU_s [J] – diferencijalna promjena ukupne unutarnje energije mješavine, δQ_{ht} [J] – diferencijal topline koja se gubi prolazom kroz stijenke.



Slika 1. Volumen cilindra V_c tijekom analize oslobođene topline.

Rad klipa je prema [4] jednak:

$$dW = p_c \cdot dV_c \quad (2)$$

gdje su : p_c [Pa] – tlak u cilindru, V_c [m³] – volumen cilindra.

Promjena unutarnje energije mješavine, u diferencijalnom obliku, je jednaka :

$$dU_s = m_c \cdot c_v \cdot dT_c \quad (3)$$

gdje su : m_c [kg] – ukupna masa mješavine plinova u cilindru, c_v [J/(kg K)] – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom volumenu, dT_c [K] – diferencijal promjene temperature mješavine.

Ukupnu masu mješavine m_c moguće je izračunati iz izmjenjenog masenog protoka, a budući se radi o zatvorenom sustavu ona će biti konstanta od zatvaranja usisnih do otvaranja ispušnih ventila.

Diferencijal promjene temperature mješavine se može dobiti polazeći od osnovne jednačbe stanja plina prema [4] :

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4)$$

Diferenciranjem jednačbe (4), uz pretpostavku da je individualna plinska konstanta R jednaka individualnoj plinskoj konstanti mješavine $R = R_s$, te da je njezina vrijednost konstanta od zatvaranja usisnih do otvaranja ispušnih ventila dobiva se jednačba (5).

$$dT_c = \frac{p_c \cdot dV_c + V_c \cdot dp_c}{m_c \cdot R_s} \quad (5)$$

Iz Mayerove jednačbe (6) prema [4], može se dobiti jednačba (7) :

$$R = c_p - c_v \quad (6)$$

$$\frac{R}{c_v} = \frac{c_p - c_v}{c_v} = \kappa - 1 \quad (7)$$

gdje su : κ [-] – izentropski eksponent, c_p [J/(kg K)] – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku.

Kombiniranjem jednačbi (7), (5) i (3) te uvrštavanjem zajedno sa jednačbom (2) u (1) dobivaju se sljedeći izrazi :

$$dQ_{hr} = p_c \cdot dV_c + \frac{c_v \cdot (p_c \cdot dV_c + V_c \cdot dp_c)}{R} + dQ_{ht} \quad (8)$$

$$dQ_{hr} = p_c \cdot dV_c + \frac{1}{\kappa - 1} \cdot p_c \cdot dV_c + \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_c \cdot dp_c + dQ_{ht} \quad (9)$$

$$dQ_{hr} = \left(1 + \frac{1}{\kappa - 1}\right) \cdot p_c \cdot dV_c + \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_c \cdot dp_c + dQ_{ht} \quad (10)$$

Sređivanjem jednačbi (8), (9) i (10) dobiva se diferencijalni oblik I. glavnog stavka termodinamike za jednozonski model :

$$dQ_{hr} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_c \cdot dV_c + \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_c \cdot dp_c + dQ_{ht} \quad (11)$$

Deriviranjem jednadžbe (11) po kutu zakreta koljenastog vratila izvodi se prikladniji oblik I. glavnog stavka koji ujedno predstavlja jednadžbu za izračunavanje brzine oslobađanja topline ROHR :

$$\frac{dQ_{hr}}{d\alpha} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_c \cdot \frac{dV_c}{d\alpha} \right) + \left(\frac{1}{\kappa-1} \cdot V_c \cdot \frac{dp_c}{d\alpha} \right) + \left(\frac{dQ_{ht}}{d\alpha} \right) \quad (12)$$

U gornjem izrazu prve dvije zagrade sa desne strane predstavljaju upravo neto vrijednost brzine oslobađanja topline (eng. *NetROHR*) koja je jednaka mehaničkom radu i promjeni unutarnje energije mješavine, odnosno koristeći se jednadžbom (12) moguće je prikazati matematički model izračunavanja neto vrijednosti brzine oslobađanja topline :

$$NetROHR = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_c \cdot \frac{dV_c}{d\alpha} \right) + \left(\frac{1}{\kappa-1} \cdot V_c \cdot \frac{dp_c}{d\alpha} \right) \quad (13)$$

Dakle ukupna vrijednost brzine oslobađanja topline se sastoji od neto vrijednosti brzine oslobađanja topline i topline koja se gubi prelaskom na stijenke cilindra :

$$ROHR = NetROHR + \frac{dQ_{ht}}{d\alpha} \quad (14)$$

Da bi se mogle dobiti tražene vrijednosti ROHR-a odnosno NetROHR-a, potrebno je definirati sve veličine u jednadžbi (12) odnosno (13) kao što je prikazano u nastavku.

2.1.1. Izentropksi eksponent

Jedan od bitnih faktora u analizi oslobođene topline je izentropksi eksponent. Njegova vrijednost se mijenja s temperaturom u cilindru i sa sastavom mješavine $\kappa = \kappa(T_c, x_{mješ})$.

Za dobivanje točnijih vrijednosti potrebno je iskoristiti dvozonski model kod kojega se računa odvojeno izentropski eksponent ne izgorjelog i izgorjelog goriva, te se korištenjem Vibeove funkcije dobiva izentropski eksponent smjese u bilo kojem trenutku procesa izgaranja. Budući je za taj proračun potrebno poznavati veliki broj faktora, čije su vrijednosti uglavnom nepoznate, te se moraju najčešće pretpostavljati (početak izgaranja, duljina trajanja izgaranja, Vibeove značajke izgaranja), za definiranje izentropskog eksponenta plinova u cilindru često se koriste jednostavniji jednozonski modeli kod kojih je κ funkcija samo temperature u cilindru $\kappa = \kappa(T_c)$.

Prvi i najjednostavniji jednozonski model predstavio je Gatowski [1]. Njegov model predstavlja linearnu promjenu vrijednosti izentropskog eksponenta s temperaturom u cilindru :

$$\kappa(T_c) = \kappa_0 - k_1(T_c - T_{\text{ref}}) \quad (15)$$

gdje su : κ_0 referentna vrijednost (1,38), k_1 konstanta (0,08) i T_{ref} referentna temperatura (300 K).

Brunt [5] predlaže model koji koristi polinom drugog stupnja :

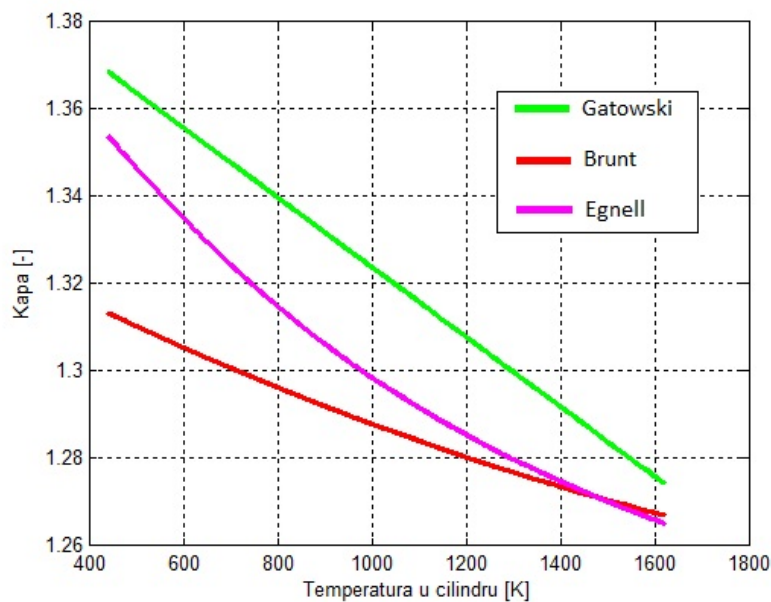
$$\kappa(T_c) = 1,338 - 6,0 \cdot 10^{-5} \cdot T_c + 1 \cdot 10^{-8} T_c^2 \quad (16)$$

Egnell [6] se za prikaz promjene vrijednosti izentropskog eksponenta poslužio eksponencijskom funkcijom :

$$\kappa(T_c) = \kappa_0 - k_1 \cdot e^{\left(-\frac{k_2}{T_c}\right)} \quad (17)$$

gdje su : κ_0 referentna vrijednost (1,38), k_1 i k_2 konstante (0,2 i 900).

Na slici 2. prikazane su vrijednosti pojedinih modela u ovisnosti samo o temperaturi. Iako Bruntov model koristi polinom drugog stupnja, za promatrani interval od zatvaranja usisnih do otvaranja ispušnih ventila, vrijednosti izentropskog eksponenta se mijenjaju gotovo linearno (crveno). Model prema Gatowskom prikazuje pravu linearnu promjenu (zeleno), dok Egnellov model u promatranom intervalu poprima oblik eksponencijske funkcije na kojem se i temelji (rozo).



Slika 2. Primjer promjene vrijednosti izentropskog eksponenta sa temperaturom za tri različita modela.

Temperatura u cilindru za vrijeme ciklusa ne može se točno izmjeriti. Međutim poznavanjem vrijednosti tlaka, dobivenih eksperimentalnim ispitivanjem, i geometrije cilindra, pomoću fizikalnih zakona moguće je definirati matematički model koji izračunava temperaturu u bilo kojem trenutku, tj. za bilo koji kut zakreta koljenastog vratila.

Postavljanjem jednadžbe stanja plina za neki referentni trenutak, npr. početak kompresije odnosno trenutak kada se zatvaraju usisni ventili (18) i jednadžbe stanja plina za bilo koji trenutak odnosno kut zakreta koljenastog vratila (19), te njihovim kombiniranjem uz pretpostavku da je individualna plinska konstanta mješavine R_s konstanta i jednaka individualnoj plinskoj konstanti u trenutku zatvaranja usisnih ventila $R_s = R_{s_{UZ}} = konst$, dobiva se jednadžba (20) pomoću koje se može odrediti temperatura u cilindru za bilo koji trenutak odnosno kut zakreta koljenastog vratila :

$$p_{UZ} \cdot V_{UZ} = m_c \cdot R_s \cdot T_{UZ} \quad (18)$$

$$p_c \cdot V_c = m_c \cdot R_s \cdot T_c \quad (19)$$

$$T_c = \frac{T_{UZ}}{p_{UZ} \cdot V_{UZ}} \cdot p_c \cdot V_c \quad (20)$$

gdje su : T_{UZ} [K] – temperatura mješavine u trenutku zatvaranja usisnih ventila, p_{UZ} [Pa] – tlak cilindra u trenutku zatvaranja usisnih ventila, V_{UZ} [m³] volumen cilindra u trenutku zatvaranja usisnih ventila, R_s [J/(kg K)] – individualna plinska konstanta mješavine.

Jedina nepoznanica u jednadžbi (20) ostaje referenta temperatura na početku kompresije T_{UZ} . Njezina vrijednost se može dobiti iz jednadžbe (18) odnosno (21) :

$$T_{UZ} = \frac{p_{UZ} \cdot V_{UZ}}{m_c \cdot R_s} \quad (21)$$

Masa mješavine m_c u cilindru je konstanta i kao što je već ranije objašnjeno izračunava se iz izmjerenog masenog protoka. Individualna plinska konstanta mješavine jednaka je:

$$R_s = X_Z \cdot R_Z + X_G \cdot R_G \quad (22)$$

gdje su : R_Z [J/(kg K)] – individualna plinska konstanta zraka, R_G [J/(kg K)] – individualna plinska konstanta goriva, X_G [kg_G/kg_S] – maseni udio goriva u mješavini, X_Z [kg_Z/kg_S] – maseni udio zraka u mješavini.

Maseni udijeli goriva X_G i zraka X_Z izračunavaju se pomoću :

$$X_G = \frac{m_{goriva}}{m_{goriva} + m_{zraka}} \quad (23)$$

$$X_Z = 1 - X_G \quad (24)$$

Individualne plinske konstante goriva R_G i zraka R_Z izračunavaju se prema [4] sljedećim poznatim izrazima :

$$R_Z = \frac{R_m}{M_Z} \quad (25)$$

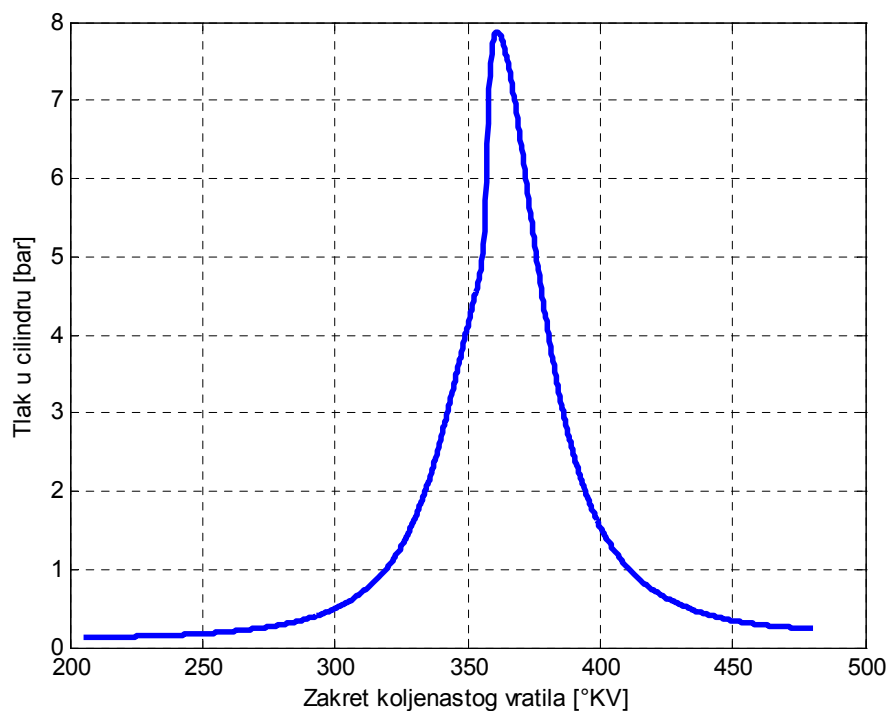
$$R_G = \frac{R_m}{M_G} \quad (26)$$

gdje su : R_m [J/(kmol K)] – opća plinska konstanta, M_Z [kg/kmol] – molekularna masa zraka, M_G [kg/kmol] – molekularna masa goriva.

2.1.2. Tlak cilindra

Vrijednosti tlaka u cilindru $p_c(\alpha)$, za svaki kut zakreta koljenastog vratila, dobivene su eksperimentalnim ispitivanjem, te se unose kao ulazni podatak u proračunski model.

Na slici 3. prikazan je eksperimentalni tlak HCCI motora prema [7] . Tlak je izmjereno za korak od $\frac{1}{4}$ kuta zakreta koljenastog vratila na motoru čije su osnovne karakteristike prikazane u tablici 1.



Slika 3. Eksperimentalne vrijednosti tlaka p_c u cilindru pri $n=1200 \text{ min}^{-1}$ i $\lambda_z = 4,17$

Tablica 1. Osnovne karakteristike HCCI motora.

Promjer cilindra	102 mm	Usisni ventil otvara	3° prije GMT
Hod klipa	120 mm	Usisni ventil zatvara	25° nakon DMT
Duljina klipnjače	192 mm	Ispušni ventil otvara	60° prije DMT
Kompresijski omjer	17,63	Ispušni ventil zatvara	8° nakon GMT
Radni volumen cilindra	0,98 dm ³	Brzina vrtnje motora	1200 min ⁻¹

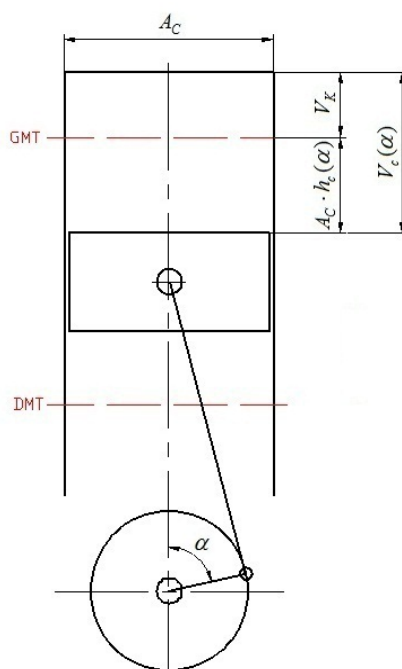
2.1.3. Volumen cilindra

U toku proračuna procesa u motoru, na raznim mjestima koriste se veličine koje ovise o klipnom mehanizmu kao npr. trenutni volumen cilindra, trenutna površina stijenke cilindra, trenutna udaljenost klipa od GMT, itd.

Poznavanjem geometrije cilindra moguće je za svaki trenutak, odnosno kut zakreta koljenastog vratila, izračunati ukupni volumen cilindra pomoću slijedećih jednažbi prema [3], kao što je shematski prikazano na slici 4. :

$$V_c(\alpha) = V_k + A_c \cdot h_c(\alpha) \quad (27)$$

gdje su : V_k [m³] – kompresijski volumen, A_c [m²] – površina poprečnog presjeka cilindra, $h_c(\alpha)$ [m] – udaljenost klipa od GMT.



Slika 4. Shematski prikaz ukupnog volumena cilindra.

Kompresijski volumen se izračunava prema [3] pomoću sljedećih izraza :

$$V_K = \frac{V_H}{(\varepsilon - 1)} \quad (28)$$

$$V_H = A_C \cdot L \quad (29)$$

$$A_C = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (30)$$

gdje su : $V_H [m^3]$ – radni volumen cilindra, $\varepsilon [-]$ – stupanj kompresije. $A_C [m^2]$ – površina poprečnog presjeka cilindra, $L [m]$ – hod klipa, $d [m]$ – promjer cilindra.

Udaljenost klipa od gornje mrtve točke GMT, se također prema [3] izračunava pomoću izraza :

$$h_c(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (31)$$

gdje je : $\lambda [-]$ – omjer klipnjače.

Uvrštavanjem jednadžbi (31), (30), (29) i (28) u (27) izvodi se izraz za izračunavanje ukupnog volumena cilindra za svaki kut zakreta koljenastog vratila potreban za definiranje jednadžbi (12) i (13) :

$$V_c(\alpha) = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \left(\frac{L}{(\varepsilon - 1)} + r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \right) \quad (32)$$

2.1.4. Brzina promjene volumena

Brzina promjene volumena dV_c / dt predstavlja vrijednost za koju se volumen cilindra promjeni u jedinici vremena. Budući je poprečni presjek cilindra konstantan brzina promjene volumena ovisi jedino o brzini promjene visine kao što je prikazano jednadžbom (33) :

$$\frac{dV_c}{dt} = A_C \cdot \frac{dh_c}{dt} \quad (33)$$

Međutim u jednadžbi (12) brzina promjene volumena se izračunava po jedinici kuta zakreta koljenastog vratila $dV_c / d\alpha$, pa je zbog toga brzinu promjene visine u jednadžbi (33) potrebno prikazati također po jedinici kuta zakreta, a to se jednostavno može dobiti deriviranjem jednadžbe (31) po kutu zakreta koljenastog vratila :

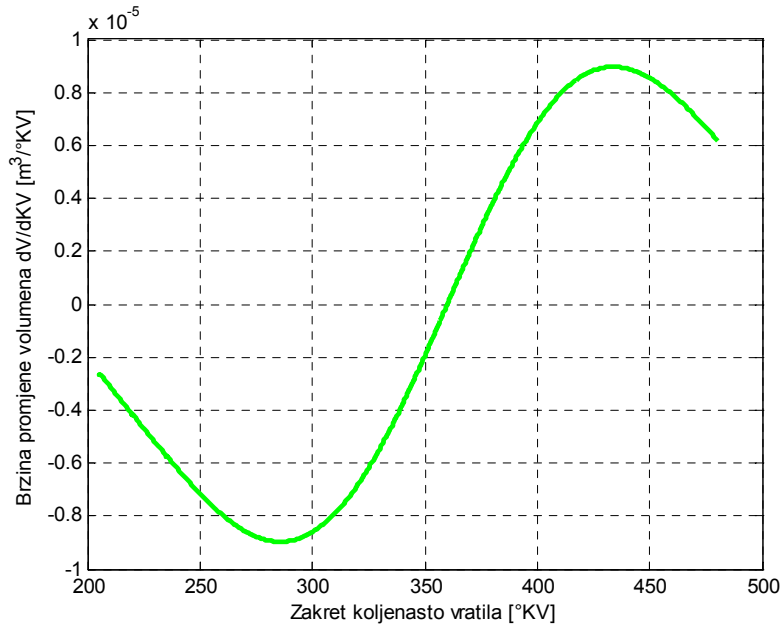
$$\frac{dh_c}{d\alpha} = r \cdot \left(\sin \alpha + \lambda \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \quad (34)$$

gdje je : $r [m]$ – polumjer radilice

Uvrštavanjem jednađbe (34) u jednađbe (33) slijedi konačni izraz za brzinu promjene volumena cilindra po kutu zakreta koljenastog vratila:

$$\frac{dV_c}{d\alpha} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot r \cdot \left(\sin \alpha + \lambda \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) \quad (35)$$

Na slici 5. prikazana je brzina promjene volumena po kutu zakreta koljenastog vratila za poznate dimenzije HCCI motora [7] prema tablici 1.



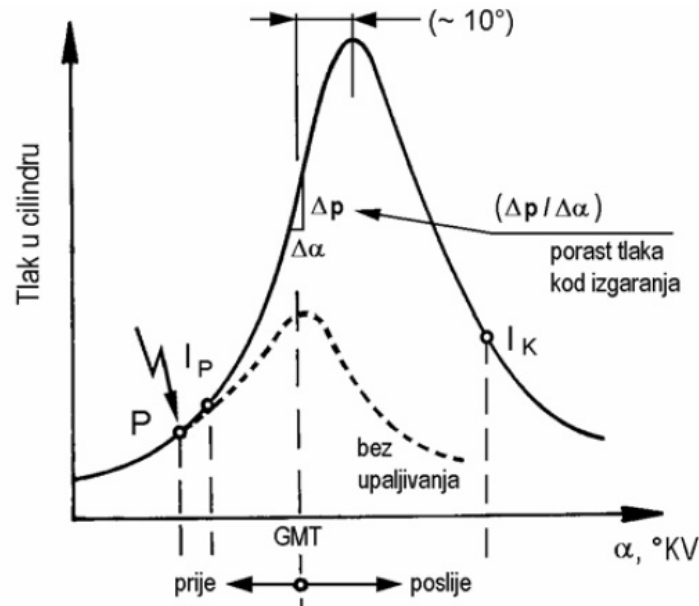
Slika 5. Brzina promjene volumena cilindra $dV_c / d\alpha$.

2.1.5. Brzina promjene tlaka

Brzina promjene tlaka može se jednostavno definirati korištenjem poznatih vrijednosti tlaka dobivenih eksperimentalnim ispitivanjem. Proračun se provodi u malim vremenskim koracima Δt , odnosno $\Delta \alpha$ budući se u jednađbi (12) traži brzina promjene tlaka po stupnju zakreta koljenastog vratila, i to prema jednađbi (36) :

$$\frac{dp_{c,j}}{d\alpha_j} = \frac{\Delta p_c}{\Delta \alpha} = \frac{P_{c(i+1)} - P_{c(i)}}{\alpha_{(i+1)} - \alpha_{(i)}} \quad (36)$$

gdje su : i – točke u kojima se izračunava razlika tlaka, j – intervali koji čije su granice točke (i) i $(i+1)$.



Slika 6. Porast tlaka kod izgaranja prema [3].

Drugim riječima za svaki se vremenski interval Δt , odnosno promjenu kuta zakreta $\Delta \alpha$ pomoću promjene tlaka Δp_c izračunava pravac (nagib) promatranog intervala. Spajanjem svih pravaca dobiva se krivulja brzine promjene tlaka kao na slici 6. koja prikazuje porast tlaka u intervalu izgaranja.

2.1.6. Toplinski tok koji prelazi na stijenke

Toplinski tok koji za vrijeme procesa prelazi na stijenke, a potreban je u jednadžbi (12), izračunava se prema poznatom izrazu [8] :

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = A_{UK}(\alpha) \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_w) \quad (37)$$

gdje su : $A_{UK}(\alpha)$ [m²] – ukupna površina stijenke (cilindra, klipa, glave) za određeni kut zakreta koljenastog vratila α , α_w [W/m²K] – koeficijent prijelaza topline, T_w [K] – pretpostavljena temperatura stijenke.

Ukupna površina A_{UK} , na koju prelazi topline, sastoji se od površine glave motora A_G , površine klipa A_K i trenutne površine stijenke cilindra A_S , jednadžba (38) :

$$A_{UK}(\alpha) = A_G + A_K + A_S(\alpha) \quad (38)$$

Površine glave motora i klipa ne moraju biti jednake, ali da bi se proračun pojednostavnio može se pretpostaviti da su približno jednake $A_k \approx A_G$ i da se računaju prema jednadžbi za poprečni presjek cilindra (39) :

$$A_k \approx A_G = A_c = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (39)$$

Koristeći izraz (35) za izračunavanje ukupnog trenutnog volumena cilindra $V_c(\alpha)$, na jednostavan način izvodi se izraz za izračunavanje trenutne površine stijenke cilindra $A_s(\alpha)$, jednadžba (40) :

$$A_s(\alpha) = V_c(\alpha) \cdot \frac{4}{d} \quad (40)$$

Koeficijent prijelaza topline α_w izračunava se po modelu G. Woschnia [3] iz 1978. godine prema izrazu :

$$\alpha_w = 3,26 \cdot d^{-0,2} \cdot \left(\frac{p_c}{10^5} \right)^{0,8} \cdot T_c^{-0,55} \cdot \left[C_1 \cdot v_{\text{sred,p}} + C_2 \cdot \frac{V_H \cdot T_{UZ}}{p_{UZ} \cdot V_{UZ}} \cdot (p_c - p_m) \right]^{0,8}$$

$$C_1 = 2,28$$

$$C_2 = 0,00324 \quad (41)$$

gdje su : $v_{\text{sred,p}}$ [m/s] – srednja brzina plinova u cilindru, p_m [Pa] – tlak u cilindru gonjenog motora.

Srednja brzina plinova u cilindru prema Woschniu je proporcionalna srednjoj brzini klipa u cilindru, tj. vrijedi da je :

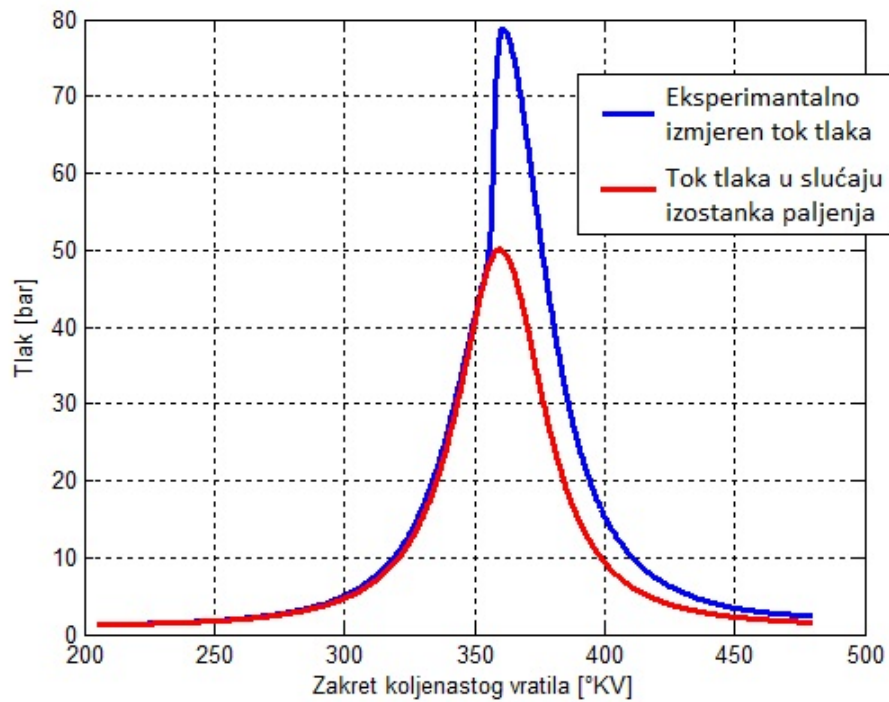
$$v_{\text{sred,p}} = v_{\text{sred}} = 2 \cdot L \cdot n_{KV} \quad (42)$$

gdje su : v_{sred} [m/s] – srednja brzina klipa u cilindru, L [m] – hod klipa, n_{KV} [sec⁻¹] – brzina vrtnje koljenastog vratila.

Tlak u cilindru gonjenog motora predstavlja tlak koji bi nastao u slučaju da izostane paljenje mješavine, a izračunava se pomoću poznate jednadžbe (43) za politropsku promjenu stanja prema [4]. Jedina nepoznanica je eksponent politrope n čija se vrijednost može pretpostaviti da je konstantna i da se kreće između 1,25 – 1,35 prema [9].

$$p_m = p_{UZ} \cdot \left(\frac{V_{UZ}}{V_c} \right)^n \quad (43)$$

Na slici 7. prikazana je usporedba izmjerene vrijednosti tlaka i vrijednosti tlaka u slučaju izostanka paljenja. Plava boja predstavlja vrijednosti eksperimentalno izmjerenog toka tlaka u HCCI motoru [7] pri $n_{KV} = 1200 [\text{min}^{-1}]$ i s faktorom zraka $\lambda_z = 4,17$, dok su crvenom bojom prikazane vrijednosti tlaka u slučaju izostanka paljenja izračunate pomoću jednadžbe (43) uz pretpostavljeni konstantni politropski eksponent $n = 1,30$.



Slika 7. Tok tlaka u cilindru u slučaju izostanka paljenja.

Toplinski tok ($dQ_{ht}/d\alpha$) u jednadžbi (12) predstavlja protok topline po jedinici kuta zakreta koljenastog vratila, dok toplinski tok (dQ_{ht}/dt) predstavlja protok topline u jedinici vremena. Njihovi međusobni odnosi prikazani su sljedećim izrazima :

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = \frac{dQ_{ht}}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dQ_{ht}}{d\alpha} \cdot \omega_{KV} \quad (44)$$

$$\frac{dQ_{ht}}{d\alpha} = \frac{dQ_{ht}}{dt} \cdot \frac{1}{\omega_{KV}} \quad (45)$$

$$\omega_{KV} = \frac{n_{KV}}{60} \cdot 360 \quad (46)$$

gdje je : $\omega_{KV} [^{\circ}\text{KV}/\text{sec}]$ – kutna brzina koljenastog vratila.

2.2. Razrada matematičkog modela za izračunavanje Vibeove značajke izgaranja

Značajka izgaranja m koja najbolje opisuje eksperimentalno izmjeren tok tlaka izračunata je pomoću metode najmanjih kvadrata korištenjem postojećih optimizacijskih modela u matematičkom programu Matlab. Metoda koristi vrijednosti tlaka u cilindru dobivene eksperimentalnim i simulacijskim putem, te za svaku točku procesa izračunava razliku kvadrata navedenih tlakova. Funkcija cilja koja ovisi o značajci m , a za koju se traži minimum glasi :

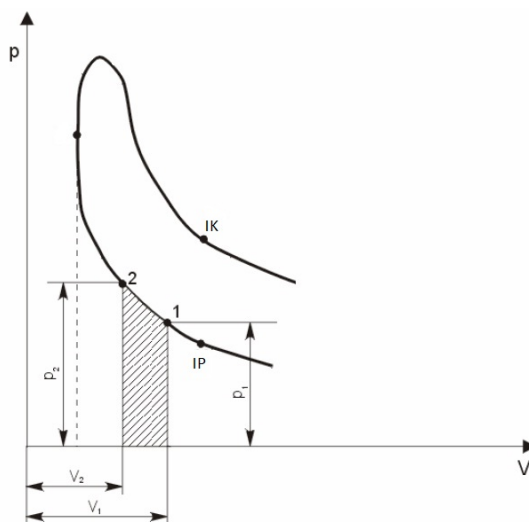
$$f(m) = \sum_i (p_{\text{sim}} - p_c)^2 \quad (47)$$

gdje su : $m [-]$ – Vibeova značajka izgaranja, p_{sim} [Pa] – vrijednost tlaka u cilindru dobivena simulacijskim proračunom, p_c [Pa] – vrijednost tlaka u cilindru dobivena eksperimentalnim ispitivanjem.

2.2.1. Proračun toka tlaka

Vrijednost značajke izgaranja m za koju je funkcija cilja najmanja traži se optimizacijskom rutinom `fmincon` koja je integrirana u programskom paketu matlab. Da bi se dakle izračunala funkcija cilja potrebno je izračunati promjenu tlaka u cilindru metodom koja koristi Vibeovu značajku izgaranja m .

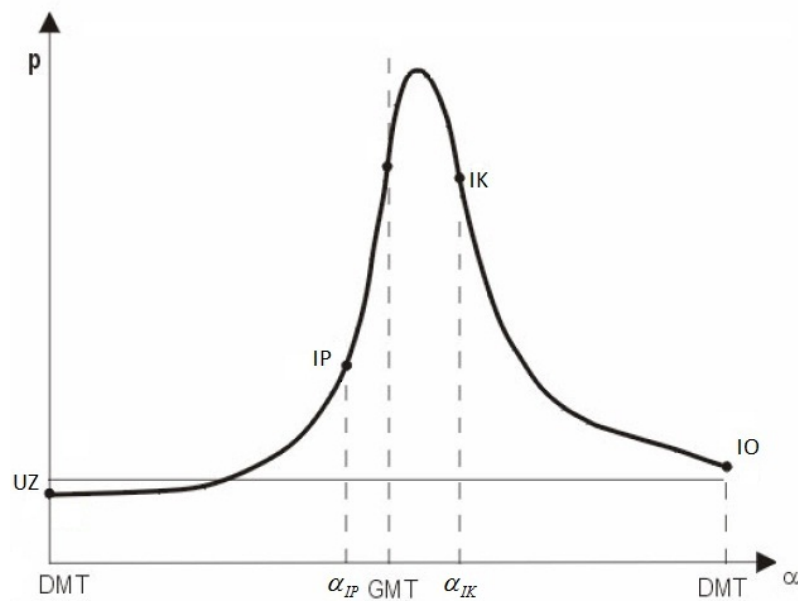
Postupak izračunavanja je takav da se proces dijeli na male vremenske intervale te je za svaki interval potrebno izračunati tlak i temperaturu kao što je prikazano na slici 8. U dijagramu su te točke spojene ravnim linijama. Smanjivanjem veličine vremenskih intervala povećava se gustoća točaka odnosno broj linija, pa dijagram poprima precizniji oblik kao kod stvarne krivulje toka tlaka.



Slika 8. Shema podjele procesa na male vremenske intervale prema [3].

Toplina koja se dovodi radnom mediju unutar cilindra je toplina koja se oslobađa izgaranjem goriva, pa se proces tj. proračun od zatvaranja usisnih ventila do otvaranja ispušnih ventila može podijeliti na tri dijela kao što je shematski prikazano na slici 9. :

1. kompresiju (od UZ do IP)
2. izgaranje (od IP do IK)
3. ekspanziju (od IK do IO)



Slika 9. Razvijeni dijagram tlaka podijeljen na tri karakteristična dijela prema [3].

Kompresija

Proračun toka tlaka moguće je provesti tako da se za svaki interval procesa postavlja prvi glavni stavak termodinamike za zatvoreni sustav. To je moguće iz razloga što se općenito promatra proces od zatvaranja usisnih ventila do otvaranja ispušnih ventila, dakle masa mješavine je tijekom procesa konstanta. Proračun započinje poznatim tlakom i temperaturom, u ovom slučaju s $p_1 = p_{UZ}$ i $T_1 = T_{UZ}$, i ponavlja se sve dok se ne prođe cijeli proces kompresije, odnosno do trenutka kada počinje izgaranje. Pri tome se izračunava tlak za kraj svakog intervala p_2 .

Prvi glavni stavak za zatvoreni sustav u intervalu 1-2 prema [4] glasi :

$$Q_{1-2} = W_{1-2} + \Delta U_{1-2} + Q_{ht1-2} \quad (48)$$

gdje su : Q_{1-2} [J] – dovedena toplina u intervalu 1-2, W_{1-2} [J] – mehanički rad u intervalu 1-2, ΔU_{1-2} [J] – promjena unutarnje energije u intervalu 1-2, Q_{ht1-2} [J] – toplina koja se odvede kroz stijenke u intervalu 1-2.

Korištenjem termodinamičkih i matematičkih pretvorbi mehanički rad i promjenu unutarnje energije moguće je prikazati sljedećim izrazima [3] :

$$W_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV \approx \frac{p_2 - p_1}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (49)$$

$$\Delta U_{1-2} = m_c \cdot c_{v1-2} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{1}{\kappa_{1-2} - 1} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) \quad (50)$$

Uvrštavanjem jednadžbi (49) i (50) natrag u jednadžbu (48) i sređivanjem izraza tako da se tlak p_2 uzme kao nepoznata veličina dobije se konačni izraz za izračunavanje tlaka na kraju svakog vremenskog intervala, jednadžba (54) :

$$Q_{1-2} = \frac{p_2 - p_1}{2} \cdot (V_2 - V_1) + \frac{1}{\kappa_{1-2} - 1} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) + Q_{ht1-2} \quad (51)$$

$$Q_{1-2} = p_2 \cdot \frac{(V_2 - V_1)}{2} + p_1 \cdot \frac{(V_2 - V_1)}{2} + p_2 \cdot \frac{V_2}{\kappa_{1-2} - 1} - p_1 \cdot \frac{V_1}{\kappa_{1-2} - 1} + Q_{ht1-2} \quad (52)$$

$$p_2 \cdot \left(\frac{V_2}{\kappa_{1-2} - 1} + \frac{V_2 - V_1}{2} \right) = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{\kappa_{1-2} - 1} - \frac{V_2 - V_1}{2} \right) + Q_{1-2} - Q_{ht1-2} \quad (53)$$

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{\kappa_{1-2} - 1} - \frac{V_2 - V_1}{2} \right) + Q_{1-2} - Q_{ht1-2}}{\left(\frac{V_2}{\kappa_{1-2} - 1} + \frac{V_2 - V_1}{2} \right)} \quad (54)$$

Tijekom kompresije nema dovođenja topline procesu pa je zbog toga u gornjem izrazu $Q_{1-2} = 0$, odnosno proračun toka tlaka za vrijeme kompresije se provodi pomoću :

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{\kappa_{1-2} - 1} - \frac{V_2 - V_1}{2} \right) - Q_{ht1-2}}{\left(\frac{V_2}{\kappa_{1-2} - 1} + \frac{V_2 - V_1}{2} \right)} \quad (55)$$

Volumeni cilindra intervala V_1 i V_2 se izračunavaju preko poznate geometrije cilindra prema opisanom modelu u poglavlju 2.1.3. jednadžba (32). Izentropski eksponent κ_{1-2} u intervalu 1-2 se izračunava pomoću također već opisanih modela u poglavlju 2.1.1, odnosno pomoću jednadžbi (15), (16) ili (17). Toplina koja se odvodi kroz stijenke

cilindra se izračunava izrazima prikazanim u poglavlju 2.1.6, s jedinom razlikom da se više ne izračunava toplina koja prelazi na stijenke cilindra ($dQ_{ht}/d\alpha$) već toplina koja se odvede u intervalu 1-2. Zbog toga je jednadžbu (45) potrebno pomnožiti s vremenskim intervalom $\Delta\alpha_{1-2}$:

$$Q_{ht1-2} = A_{UK}(\alpha_1) \cdot \alpha_w(\alpha_1) \cdot (T_c(\alpha_1) - T_w) \cdot \frac{1}{\omega_{KV}} \cdot (\alpha_2 - \alpha_1) \quad (56)$$

Da bi se odredile vrijednosti izentropskog eksponenta i topline koja se provodi kroz stijenke, potrebno je odrediti temperaturu u cilindru za svaki interval.

Proračun temperature kod kompresije se provodi jednako kao i za tlak za svaki interval, tj. izračunava se temperatura na kraju intervala te se sa tom vrijednosti započinje novi interval. Postavljanjem jednadžbi stanja plina za početak i kraj intervala jednadžbe (57) i (58), te uz pretpostavku da su masa mješavine m_c i individualna plinska konstanta mješavine R_s konstantne tijekom cijelog procesa od zatvaranja usisnih do otvaranja ispušnih ventila, slijedi izraz za izračunavanje temperature cilindra u svakoj točki, jednadžba (59) :

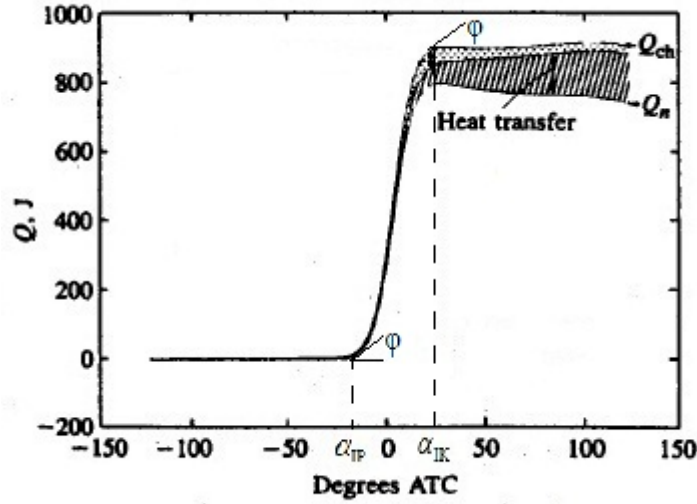
$$p_1 \cdot V_1 = m_c \cdot R_s \cdot T_1 \quad (57)$$

$$p_2 \cdot V_2 = m_c \cdot R_s \cdot T_2 \quad (58)$$

$$T_2 = \frac{T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot p_2 \cdot V_2 \quad (59)$$

Izgaranje

Interval kompresije završava početkom izgaranja goriva, pa je zbog toga potrebno definirati početak izgaranja α_{ip} i duljinu trajanja izgaranja $\Delta\alpha_{izg}$ tj. kraj izgaranja α_{ik} . Početak i kraj izgaranja se može odrediti iz rezultata proračuna brzine oslobađanja topline, odnosno iz dijagrama kumulativne topline kao što je shematski prikazano na slici 10. Pod početkom izgaranja se smatra točka, tj. kut zakreta koljenastog vratila kada vrijednost nagiba kumulativne topline postane veća od pretpostavljenog kuta φ odnosno kraj izgaranja je točka kada nagib postane manji od pretpostavljenog kuta φ .



Slika 10. Shematski prikaz određivanja početka i kraja izgaranja iz dijagrama kumulativne topline [2].

Tijekom izgaranja postoji intenzivno dovodenje topline uslijed izgaranja goriva, što uzrokuje nagli porast tlaka i temperature u cilindru. Zbog toga se tlak na kraju svakog intervala izgaranja izračunava pomoću jednadžbe (54) u kojoj je u obzir uzeta i dovedena toplina Q_{1-2} :

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{\kappa_{1-2} - 1} - \frac{V_2 - V_1}{2} \right) + Q_{1-2} - Q_{ht1-2}}{\left(\frac{V_2}{\kappa_{1-2} - 1} + \frac{V_2 - V_1}{2} \right)} \quad (60)$$

Količina dovedene topline za interval 1-2 može se izračunati pomoću jednadžbe :

$$Q_{1-2} = m_c \cdot q_z \cdot (x_2 - x_1) \quad (61)$$

gdje su : q_z [J/kg] – ukupna količina dovedene topline, x_1 [-] – udio izgorjelog goriva na početku promatranog intervala, x_2 [-] – udio izgorjelog goriva na kraju promatranog intervala.

Ukupna količina dovedene topline q_z tokom cijelog procesa izgaranja se izračunava pomoću sljedećih poznatih izraza [3] :

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_d}{(1 + \lambda_z \cdot Z_0) \cdot (1 + \gamma)} \text{ - za Ottov motor} \quad (62)$$

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_d}{\lambda_z \cdot Z_0 \cdot (1 + \gamma) + 1} \text{ - za Diesellov motor} \quad (63)$$

gdje su : ξ [-] – koeficijent iskoristivosti topline pri izgaranju, H_d [J/kg] – donja ogrjevna vrijednost goriva, λ_z [-] – faktor zraka, γ [-] – faktor zaostalih plinova izgaranja, Z_0 [kg_z/kg_g] – stehiometrijski omjer goriva i zraka.

Koeficijent iskoristivosti topline pri izgaranju ξ za Ottove motore može se izračunati pomoću :

$$\xi = \delta \cdot \psi_k \quad (64)$$

gdje su : δ [-] – faktor pretvorbe energije goriva, ψ_k [-] – faktor hlađenja i disocijacije.

Budući se u proračunu tlaka već uzima u obzir toplina koja se provodi kroz stijenke cilindra, faktor hlađenja i disocijacije ψ_k se može zanemariti, pa slijedi da je $\xi = \delta$.

Faktor pretvorbe energije goriva δ za Ottove motore sa $\lambda > 1$ se može pretpostaviti da je jednak $\delta = 1$, dok se za Ottove motore sa $\lambda \leq 1$ faktor δ može izračunati pomoću :

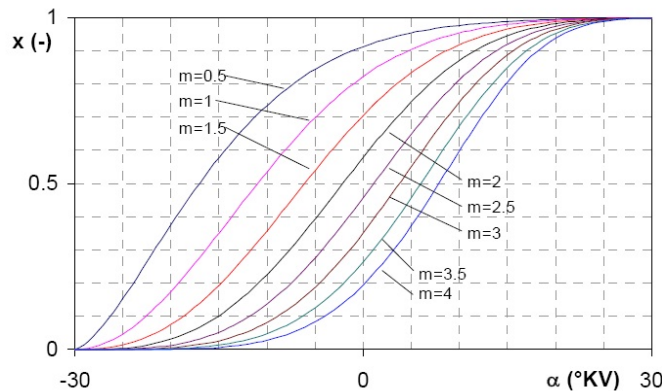
$$\delta = \frac{H_d - 10216 \cdot 404 \cdot (1 - \lambda_z) \cdot Z_0}{H_d} \quad (65)$$

Udio izgorjelog goriva na početku x_1 i na kraju intervala x_2 izračunava se pomoću Vibeove funkcije izgaranja koja glasi :

$$x = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\alpha_i}{\Delta \alpha_{izg}} \right)^{m+1}} \quad (66)$$

gdje su : m [-] – značajka izgaranja, $\Delta \alpha_{izg} = \alpha_{IK} - \alpha_{IP}$ [°KV] – duljina trajanja izgaranja, α_i [°KV] – kut zakreta koljenastog vratila u odnosu na početak izgaranja.

Funkcija izgaranja goriva prikazuje udio mase goriva izgorjelog od početka izgaranja do trenutka promatranja. Za vrijednosti $m > 2$ funkcija poprima karakterističan S-oblik kao što je prikazano na slici 11. Iz slike se također vidi da za vrijednosti značajke $m < 2$ brzina pri kojoj mješavina zraka i goriva izgara naglo poraste odmah nakon početka izgaranja, maksimalnu vrijednost postigne oko polovice ukupne duljine izgaranja, dok prema kraju opada sve do nule kako proces izgaranja završava.



Slika 11. Oblik Vibeove funkcije izgaranja za različite vrijednosti parametra m , pri duljini trajanja izgaranja od 60°KV prema [3].

Tok temperature u intervalu izgaranja moguće je izračunati pomoću jednadžbe (67) [3], gdje je potrebno uzeti u obzir i promjenu količine plina β tijekom procesa izgaranja :

$$T_2 = \frac{p_2}{p_{IP}} \cdot \frac{V_2}{V_{IP}} \cdot \frac{T_{IP}}{\beta} \quad (67)$$

gdje su : T_{IP} [K] – temperatura na početku izgaranja, p_{IP} [Pa] – tlak na početku izgaranja, V_{IP} [m³] – volumen na početku izgaranja, β [-] – faktor trenutačne promjene količine plina.

Početne vrijednosti tlaka i temperature kod izgaranja su upravo jednake vrijednosti tlaka i temperature na kraju kompresije.

Pretpostavka da je masa mješavine m_c konstanta i dalje vrijedi, međutim tijekom izgaranja dolazi do oksidacije gorivih sastojaka goriva pri čemu dolazi promjene količine plina n_{plina} u odnosu na početak izgaranja $n_{plinaIP}$, odnosno vrijedi :

$$\beta = \frac{n_{plina}}{n_{plinaIP}} \quad (68)$$

Faktor trenutačne promjene količine plina β može se izračunati također prema [3] :

$$\beta = 1 + (\beta_{max} - 1) \cdot x \quad (69)$$

gdje su : β_{max} [-] – faktor maksimalne promjene količine plina, x [-] – udio izgorjelog goriva za proizvoljni trenutak.

Faktor maksimalne promjene količine plina izračunava se prema izrazu :

$$\beta_{max} = \frac{\beta_{0,max} + \gamma}{1 + \gamma} \quad (70)$$

gdje je : $\beta_{0,max}$ [-] - faktor maksimalne promjene količine plina za slučaj kada pri izgaranju nisu prisutni zaostali plinovi izgaranja.

Faktor maksimalne promjene količine plina $\beta_{0,max}$ se izračunava različito ukoliko je $\lambda_z \leq 1$ ili $\lambda_z > 1$, odnosno vrijede slijedeći izrazi :

Za Ottove motore s $\lambda \leq 1$:

$$\beta_{0,max} = 1 + \frac{\frac{c}{12} \cdot (1 - \lambda_z) + \frac{h}{2} \cdot (1 - 0,5 \cdot \lambda_z) + \frac{o}{32} \cdot \lambda_z - \frac{1}{M_G}}{\frac{\lambda_z}{0,21} \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) + \frac{1}{M_G}} \quad (71)$$

Za Ottove motore s $\lambda_z > 1$:

$$\beta_{0,\max} = 1 + \frac{\frac{h}{4} + \frac{o}{32} - \frac{1}{M_G}}{\frac{\lambda_z}{0,21} \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) + \frac{1}{M_G}} \quad (72)$$

Za Dieslove motore :

$$\beta_{0,\max} = 1 + \frac{\frac{h}{4} + \frac{o}{32}}{\frac{\lambda_z}{0,21} \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right)} \quad (73)$$

gdje su : c [-] – maseni udio ugljika u gorivu, h [-] – maseni udio vodika u gorivu, o [-] – maseni udio kisika u gorivu.

U proračunskom modelu za definiranje Vibeove značajke izgaranja koristi se jednadžba (72) za izračunavanje maksimalne promjene količine plina $\beta_{0,\max}$. Razlog tome je što HCCI motor [7], za kojeg se prikazuju rezultati proračunskog modela, radi sa vrlo siromašnom smjesom $\lambda_z > 3$.

Ekspanzija

Proces izgaranja završava s trenutkom, odnosno kutom zakreta koljenastog vratila, kada je izgorjelo čitavo gorivo. Pripadajući tlak i temperatura pri tom kutu zakreta koljenastog vratila predstavljaju početne vrijednosti za proces ekspanzije. Proces ekspanzije se kao i prethodna dva procesa dijeli na male vremenske intervale, te je za svaki interval potrebno izračunati tlak i temperaturu na kraju intervala. Pri tome se mogu iskoristiti isti izrazi za proračun tlaka i temperature kao u procesu kompresije, jer tijekom ekspanzije više nema dovođenja topline Q_{1-2} .

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{\kappa_{1-2} - 1} - \frac{V_2 - V_1}{2} \right) - Q_{ht1-2}}{\left(\frac{V_2}{\kappa_{1-2} - 1} + \frac{V_2 - V_1}{2} \right)} \quad (74)$$

$$T_2 = \frac{T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot p_2 \cdot V_2 \quad (75)$$

Na ovaj način dobivaju se simulacijske vrijednosti tlaka u cilindru koje se dalje koriste za već spomenuto definiranje Vibeove značajke izgaranja m .

3. Prikaz i analiza rezultata proračunskih modela

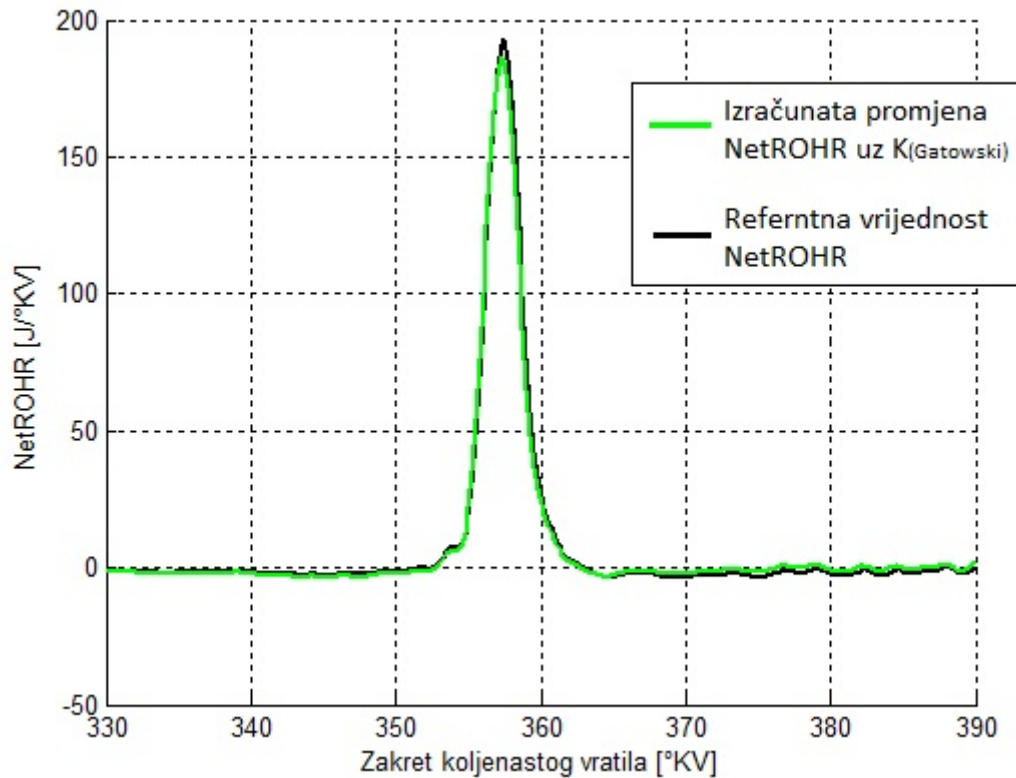
Proračunski model testiran je na rezultatima tri eksperimentalno izmjerena toka tlaka HCCI motora [7] čije su osnovne karakteristike prikazane u tablici 1. u poglavlju 2.1.2. Kao gorivo se koristi izooktan donje ogrjevne vrijednosti $H_d = 44.31$ [MJ/kg], stehiometrijske količine zraka $Z_0 = 15,13$ [kg_Z/kg_G].

Kao rezultati proračunskog modela prikazati će se utjecaji različitih modela za izračunavanje izentropskog eksponenta, budući on bitno utječe na vrijednosti brzine oslobađanja topline. Biti će također prikazani rezultati proračuna za tri različita primjera eksperimentalno izmjerene krivulje toka tlaka sa jedinom razlikom u količini ubrizganog goriva, odnosno u faktoru pretička zraka λ_Z . Te na kraju rezultati Vibeove značajke izgaranja m za također tri različita izmjerena toka tlaka u cilindru.

3.1. Utjecaj izentropskog eksponenta na vrijednost brzine oslobađanja topline

Na sljedećim slikama prikazan je utjecaj izentropskog eksponenta κ prema modelima objašnjenim u poglavlju 2.1.1. U tablicama ispod prikazanih dijagrama prikazane su referentne vrijednosti neto brzine oslobađanja topline prema [10] i vrijednosti dobivene prikazanim proračunskim modelom u nekoliko odabranih točaka.

Gatowski



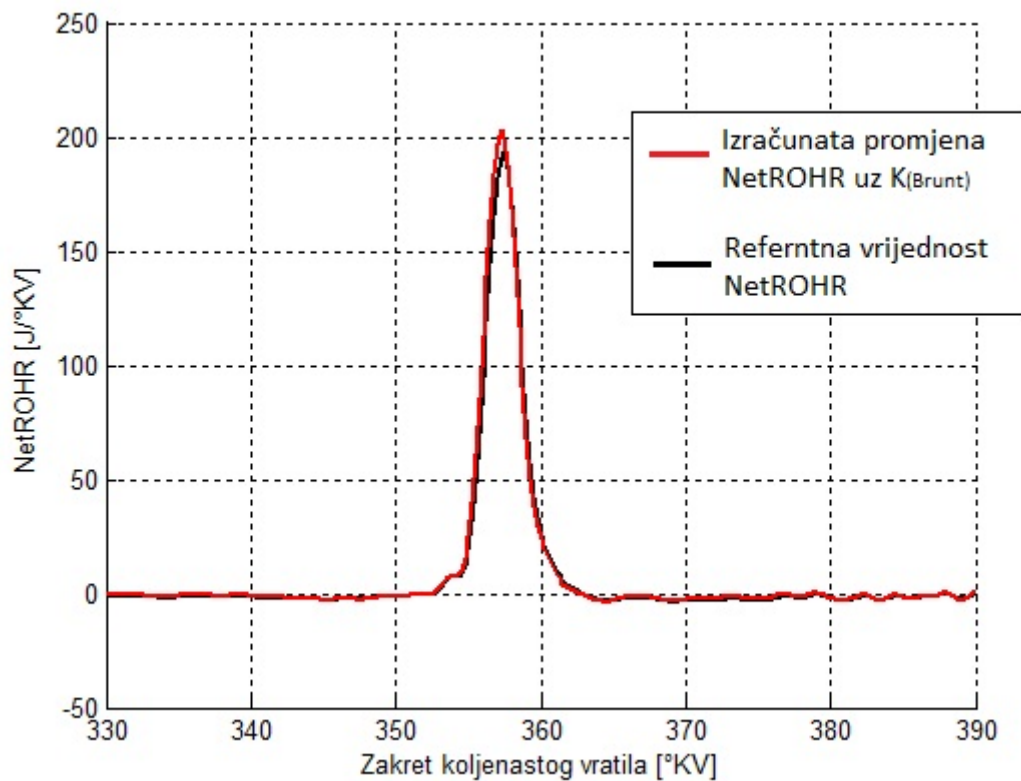
Slika 12. Izračunata promjena neto brzine oslobađanja topline uz vrijednost izentropskog eksponenta prema Gatowskom.

Na dijagramu koji je prikazan na slici 12. zelenom bojom je iscrtana vrijednost neto brzine oslobađanja topline, dok su referentne vrijednosti neto brzine oslobađanja topline iscrtane crnom bojom. Odstupanje vrijednosti je prikazano tablicom 2. za šest odabranih kutova zakreta koljenastog vratila.

Tablica 2. Usporedba simulacijskih i referentnih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline uz vrijednosti izentropskog eksponenta prema Gatowskom.

α [°KV]	350°	352°	354°	356°	358°	360°
NetROHR(sim) [J/°KV]	-2,261	-1,389	6,213	100,406	158,645	23,12
NetROHR(ref) [J/°KV]	-1,21	-0,2	7,56	93,9	171	26,2
Δ	-1,051	-1,189	-1,347	6,506	-12,355	-3,08

Brunt



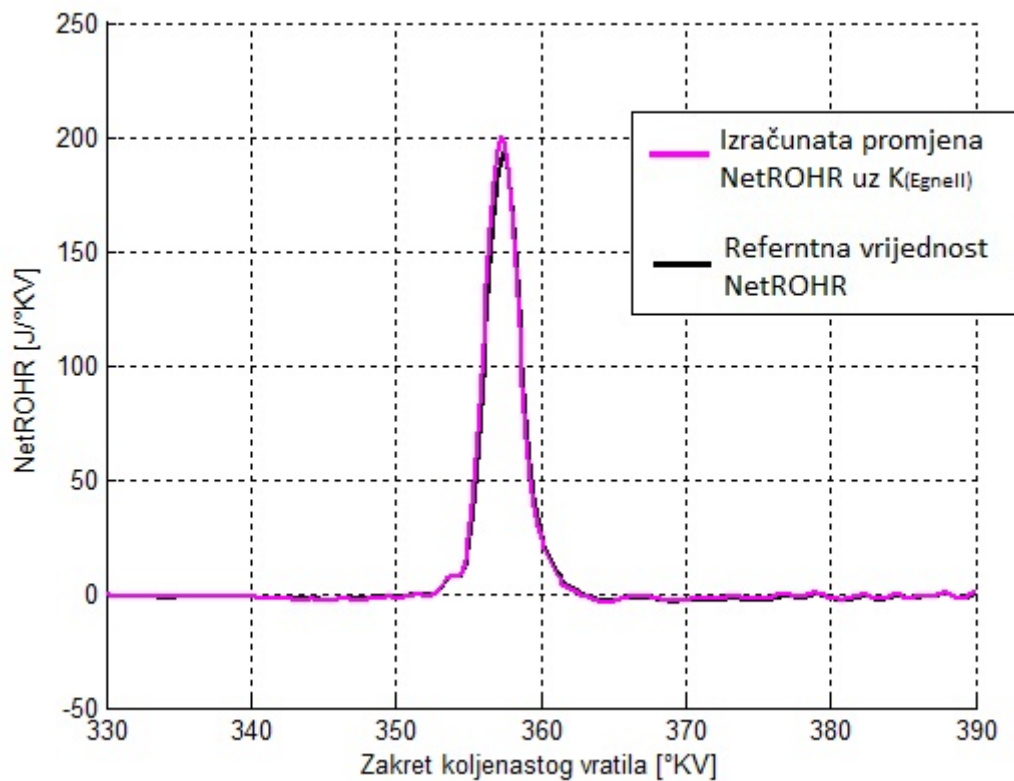
Slika 13 Izračunata promjena neto brzine oslobađanja topline uz vrijednost izentropskog eksponenta prema Bruntu.

Isto kao i u dijagramu na slici 12. na slici 13. crnom bojom su prikazane referentne vrijednosti neto brzine oslobađanja topline, dok su crvenom bojom prikazane vrijednosti izračunate proračunskim modelom, pri čemu se koristio Bruntov model za izračunavanje izentropskog eksponenta.

Tablica 3. Usporedba simulacijskih i referentnih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline uz vrijednosti izentropskog eksponenta prema Bruntu.

α [°KV]	350°	352°	354°	356°	358°	360°
NetROHR(sim) [J/°KV]	-1,523	-0,703	7,653	112,3	168,65	23,84
NetROHR [J/°KV]	-1,21	-0,2	7,56	93,9	171	26,2
Δ	-0,313	-0,503	0,093	18,4	-2,35	-2,36

Egnell



Slika 14. Izračunata promjena neto brzine oslobađanja topline uz vrijednost izentropskog eksponenta prema Egnellu.

Na slici 14. prikazana je, kao i za dva prethodna modela, usporedba referentnih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline i vrijednosti proračunskog modela ali uz vrijednost izentropskog modela prema Egnellu. Iz slike je vidljivo da su odstupanja manja nego kod druga dva modela, a isto potvrđuju i vrijednosti prikazane tablicom 4. za šest odabranih točaka.

Tablica 4. Usporedba simulacijskih i referentnih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline uz vrijednosti izentropskog eksponenta prema Egnellu.

α [°KV]	350°	352°	354°	356°	358°	360°
NetROHR(sim) [J/°KV]	-1,775	-0,926	7,203	109,11	168,18	23,98
NetROHR [J/°KV]	-1,21	-0,2	7,56	93,9	171	26,2
Δ	-0,565	-0,726	-0,357	15,21	-2,82	-2,22

Tablica 5. Odstupanja pojedinih modela od točnih vrijednosti brzine oslobađanja topline, za šest kutova zakreta koljenastog vratila..

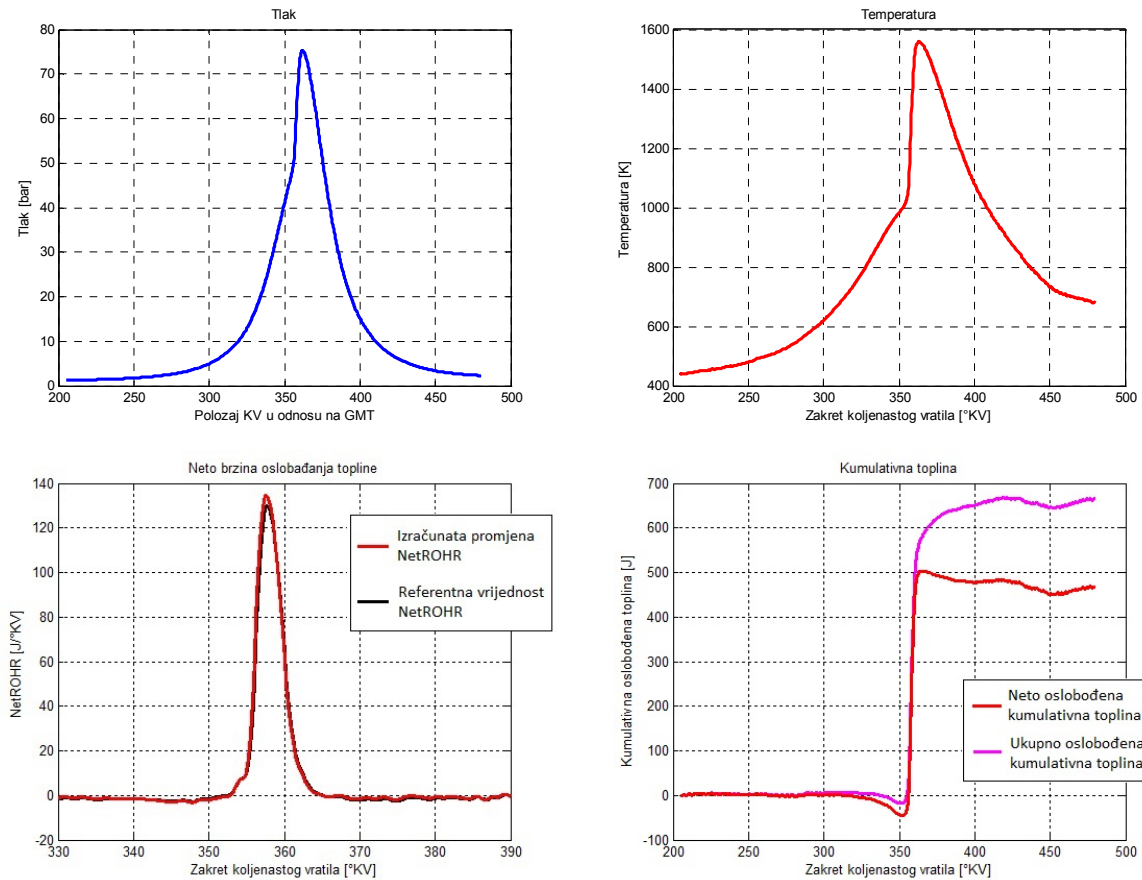
α [°KV]	350°	352°	354°	356°	358°	360°
Gatowski [J/°KV]	-1,051	-1,189	-1,347	6,506	-12,355	-3,08
Brunt [J/°KV]	-0,313	-0,503	0,093	18,4	-2,35	-2,36
Egnell [J/°KV]	-0,565	-0,726	-0,357	15,21	-2,82	-2,22

Usporedbom dijagrama prikazanih na slikama 12., 13., 14. i vrijednosti u tablicama 2., 3., 4., vidi se očiti utjecaj izentropskog eksponenta na oblik odnosno na odstupanje vrijednosti izračunate neto brzine oslobađanja topline od referentnih vrijednosti, što je ujedno prikazano zajedničkom tablicom 5. Proračunski model u kojem se koristi Bruntov model daje najveće odstupanje u vršnim vrijednostima, dok u ostalim intervalima sva tri modela ne odstupaju značajno od referentnih vrijednosti. Uzevši to u obzir može se zaključiti da niže vrijednosti izentropskog eksponenta u trenucima najvećega tlaka u cilindru daju najveću grešku pri izračunu neto vrijednosti brzine oslobađanja topline u cilindru motora. Razlog odstupanja možda leži u činjenici da se prilikom izračunavanja izentropskog eksponenta nije uzela u obzir promjena količine plina tijekom izgaranja kao ni utjecaj faktora zraka. Iako je već u poglavlju 2.1.1. objašnjeno da bi se za točnije vrijednosti izentropskog eksponenta trebao koristiti dvozonski model, postoje jednostavni modeli koji osim promjene temperature uzimaju u obzir i brzinu izgaranja goriva odnosno u sebi sadrže Vibeovu funkciju izgaranja goriva. Zbog svega navedenog vrijednost izentropskog eksponenta se u daljnjim proračunima izračunava pomoću Engellovog modela.

3.2. Rezultati proračuna brzine oslobađanja topline

Od svih rezultata na slikama su prikazani dijagrami promjene temperature, neto brzine oslobađanja topline i kumulativno oslobođene topline za unesene vrijednosti eksperimentalno izmjerene toka tlaka u cilindru motora. Kao što je već ranije spomenuto testiranje proračuna provodi se na tri različite krivulje toka tlaka izmjerene za isti motor pri istoj brzini vrtnje s jedinom razlikom u količini ubrizganog goriva odnosno sa različitim faktorom zraka.

Eksperimentalne vrijednosti tlaka 1



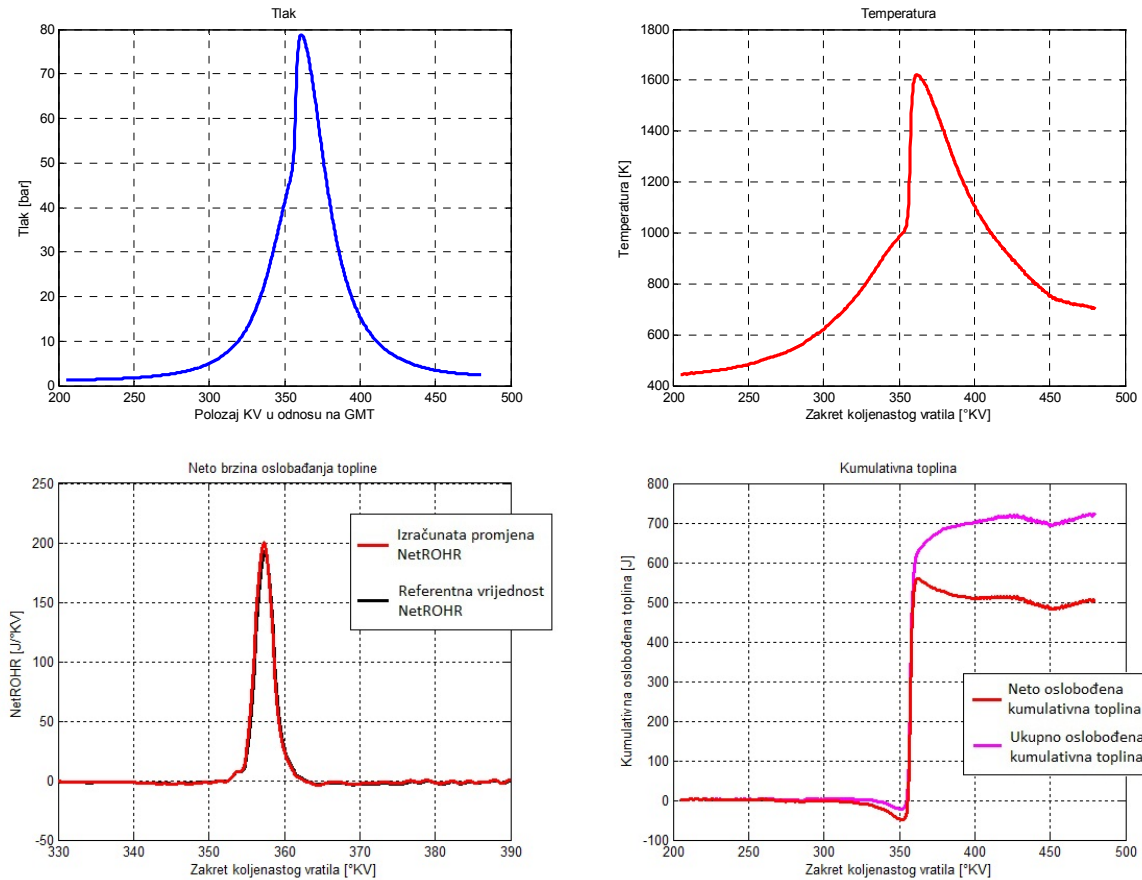
Slika 15. Rezultati programske skripte za 1. primjer unesenih vrijednosti izmjerenoga tlaka u cilindru motora.

Rezultati proračuna za izmjereni tok tlaka sa faktorom zraka $\lambda_z = 4,55$ ne pokazuju znatna odstupanja simulacijskih od referentnih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline. U tablici 6. je prikazano odstupanje između maksimalne simulacijske i referentne vrijednosti za isti kut zakreta koljenastog vratila, kao i maksimalni tlak i temperatura u cilindru sa pripadnim kutovima zakreta koljenastog vratila.

Tablica 6. Vrijednosti maksimalnog tlaka, temperature, neto brzine oslobađanja topline i odstupanje od referentne vrijednosti za pripadni kut zakreta koljenastog vratila za 1. primjer unesenog tlaka.

$\lambda_z = 4,55$	p_{\max} [Pa]	T_{\max} [K]	netROHR(sim) _{max} [J/°KV]	Δ netROHR [J/°KV]
	7527427	1559	134,8	5,8
α [°KV]	362	363	357,5	357,5

Eksperimentalne vrijednosti tlaka 2



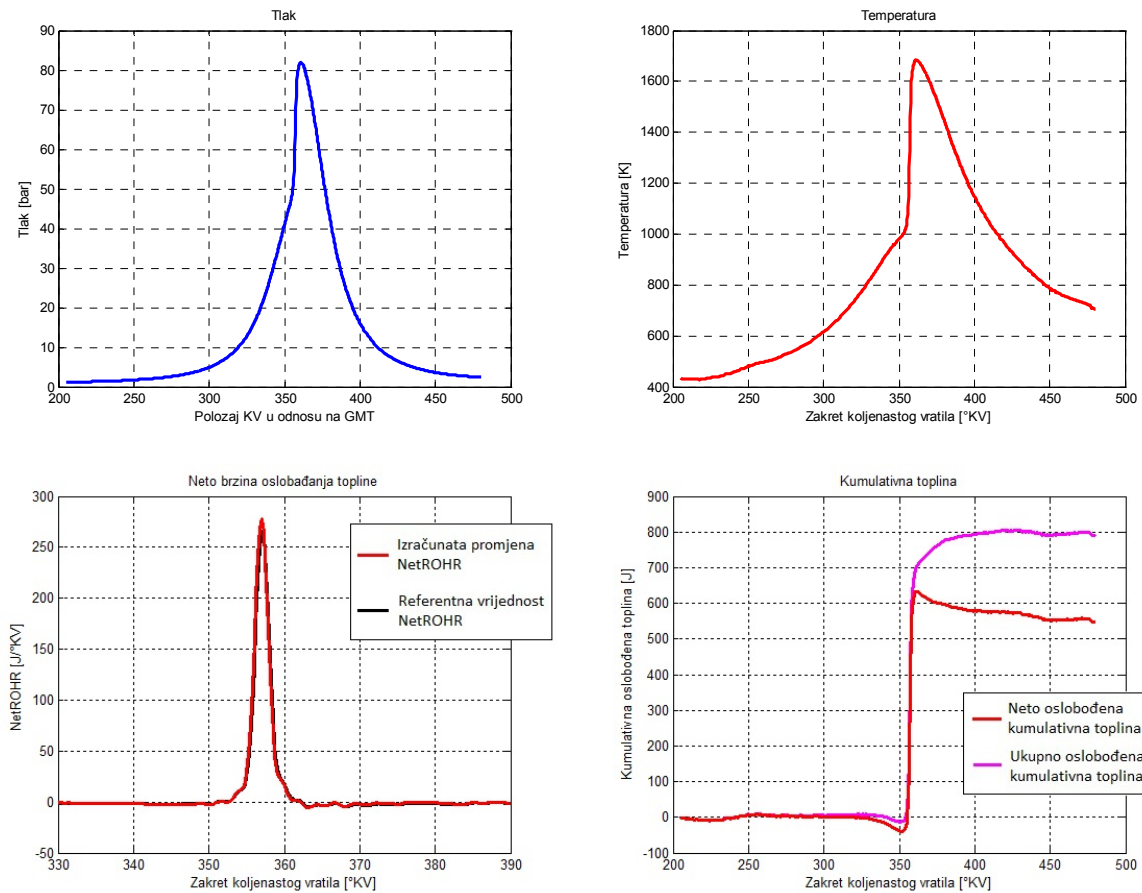
Slika 16. Rezultati programske skripte za 2. primjer unesenih vrijednosti izmjerenoga tlaka u cilindru motora.

Rezultati za 2. primjer unesenog toka tlaka na slici 16., koji je izmjeren pri radu motora sa nižim faktorom zraka $\lambda_z = 4,17$, pokazuju malo veća odstupanja simulacijskih od referentnih vrijednosti neto brzine oslobađanja topline. Također kao što je prikazano u tablici 7. vrijednosti maksimalnog tlaka i temperature u cilindru su znatno veće nego kao kod toka tlaka sa faktorom zraka $\lambda_z = 4,55$. To je i očekivano jer sa većom količinom ubrizganog goriva raste temperatura izgaranja a time i tlak u cilindru.

Tablica 7. Vrijednosti maksimalnog tlaka, temperature, neto brzine oslobađanja topline i odstupanje od referentne vrijednosti za pripadni kut zakreta koljenastog vratila za 2. primjer unesenog tlaka.

$\lambda_z = 4,17$	p_{\max} [Pa]	T_{\max} [K]	netROHR(sim) _{max} [J/°KV]	Δ netROHR [J/°KV]
	7881429	1621	200,63	9,63
α [°KV]	361,25	362	357,25	357,25

Eksperimentalne vrijednosti tlaka 3



Slika 17. Rezultati programske skripte za 3. primjer unesenih vrijednosti izmjerenoga tlaka u cilindru motora.

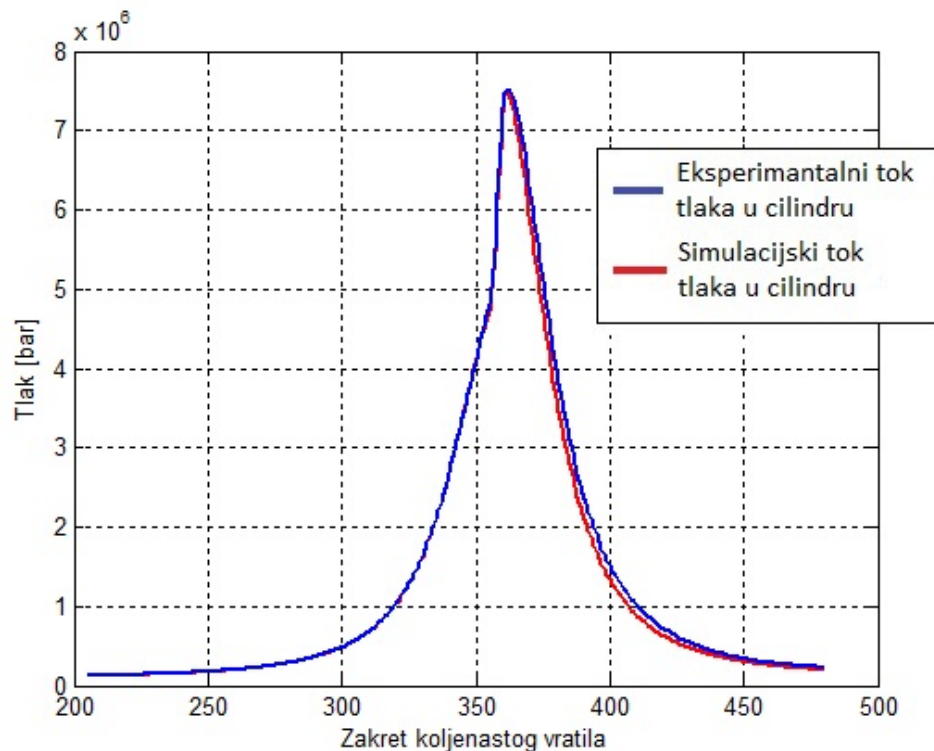
Smanjivanjem faktora zraka tj. povećanjem količine ubrizganog goriva nastavlja se rast maksimalnog tlaka, temperature u cilindru kao i količine oslobođene topline tijekom procesa izgaranja kao što je prikazano na slici 17. Također veće je i odstupanje maksimalne simulacijske od referentne vrijednosti neto brzine oslobađanja topline za isti kut zakreta koljenastog vratila, tablica 8. Mogući razlog sve većeg odstupanja sa rastom količine ubrizganog goriva je veliki porast temperature u cilindru koja direktno utječe na vrijednosti izentropskog eksponenta čiji je značajan utjecaj na vrijednost neto brzine oslobođene topline već prikazan ranije.

Tablica 8. Vrijednosti maksimalnog tlaka, temperature, neto brzine oslobađanja topline i odstupanje od referentne vrijednosti za pripadni kut zakreta koljenastog vratila za 3. primjer unesenog tlaka.

$\lambda_z = 3,85$	p_{\max} [Pa]	T_{\max} [K]	netROHR(sim) _{max} [J/°KV]	Δ netROHR [J/°KV]
	8194840	1682	277,76	11,76
α [°KV]	360,75	361,5	357	357

3.3. Rezultati proračunskog modela za izračunavanje Vibeove značajke izgaranja

Vibeova značajka pri tlaku 1



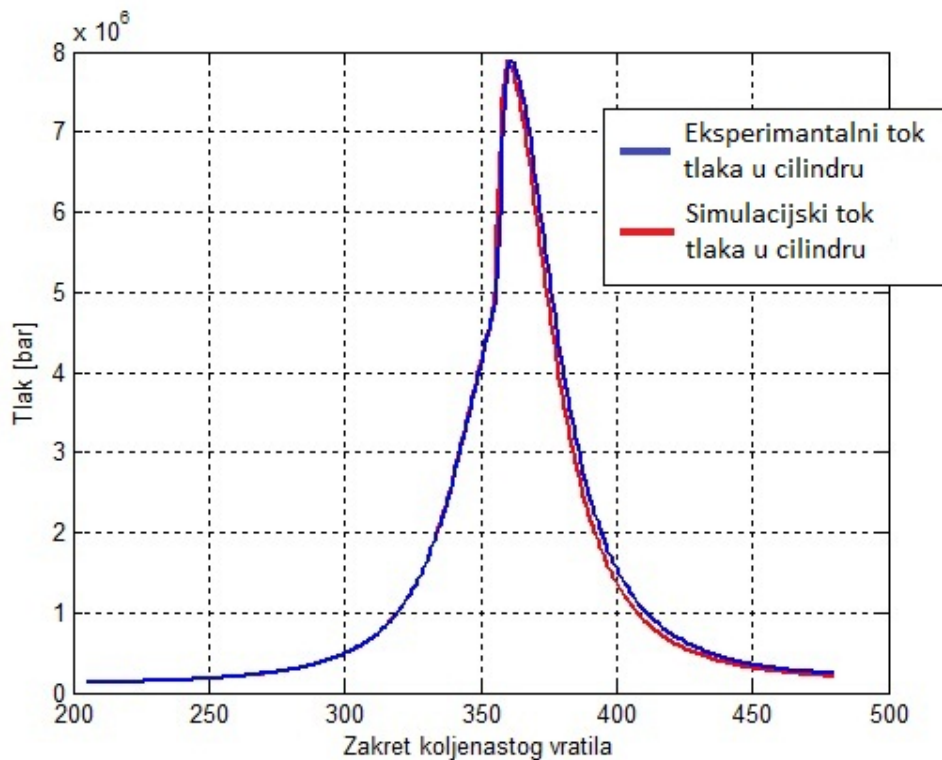
Slika 18. Usporedba vrijednosti toka tlaka u cilindru dobivene simulacijskim proračunom i eksperimentalnim ispitivanjem 1.

Na slici 18. prikazana je usporedba između toka tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i eksperimentalno izmjerene toka tlaka. Uz korištenje optimizacijske funkcije definirana je značajka izgaranja m , kao i početak i duljina izgaranja čije se vrijednosti nalaze u tablici 9, zajedno sa odstupanjima simulacijske krivulje tlaka za sedam odabranih točaka vršnog tlaka u cilindru.

Tablica 9. Usporedba vršnih vrijednosti tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i tlaka 1 dobivenog eksperimentalnim ispitivanjem.

α [°KV]	340	350	355	360	362	364	370
p_{sim} [Pa]	2682800	4122200	4717200	7215200	7490900	7260000	5940000
p_{eksp} [Pa]	2678062	4115313	4801690	7280704	7527427	7405079	6305654
Δp [Pa]	4738	6887	-84490	-65504	-36527	-145079	-365654
$\alpha_{ip} = -6$ [°KV]		$\Delta\alpha_{izg} = 11$ [°KV]			$m = 1,5873$		

Vibeova značajka pri tlaku 2



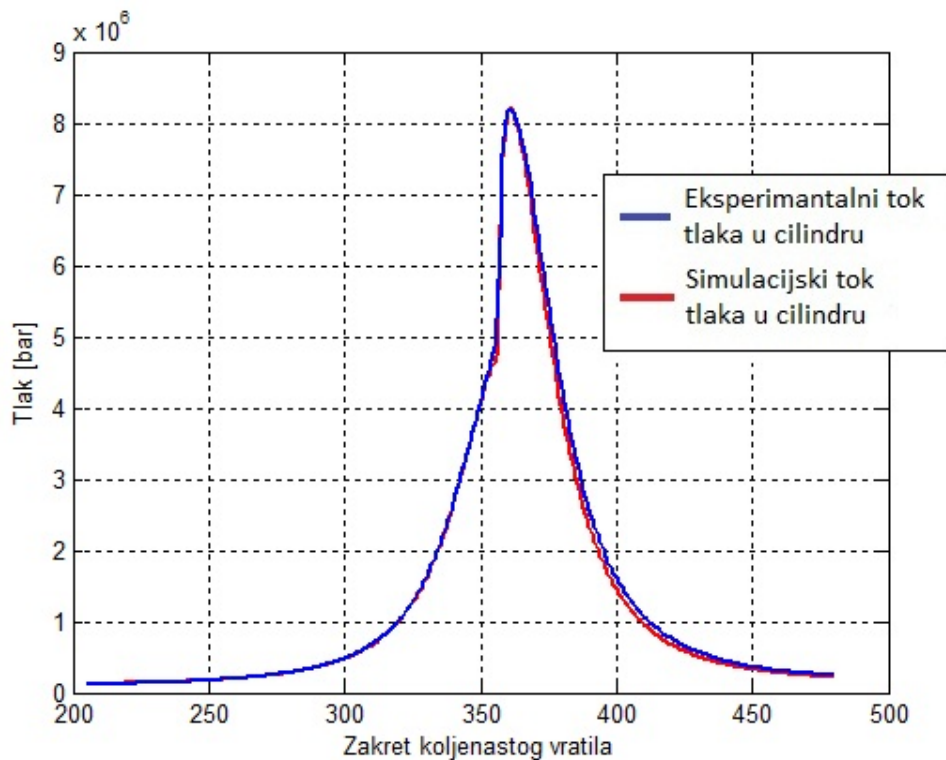
Slika 19. Usporedba vrijednosti toka tlaka u cilindru dobivene simulacijskim proračunom i eksperimentalnim ispitivanjem 2.

Kao i u prvom primjeru, tokovi tlaka se do GMT ne odstupaju značajno, međutim nakon GMT postoji jasno odstupanje simulacijskog tlaka kao što se vidi na slici 19. Početak izgaranja je jednak kao u prvom primjeru ali duljina trajanja izgaranja je manja kao i vrijednost Vibeove značajke izgaranja.

Tablica 10. Usporedba vršnih vrijednosti tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i tlaka 2 dobivenog eksperimentalnim ispitivanjem.

α [°KV]	340	350	355	360	362	364	370
P_{sim} [Pa]	2698500	4144800	5000900	7884500	7757900	7452200	6091300
P_{eksp} [Pa]	2679543	4115038	4826195	7809949	7859673	7670355	6486484
ΔP [Pa]	18957	29762	174705	74551	-101773	-218155	-395184
$\alpha_{IP} = -6$ [°KV]		$\Delta\alpha_{izg} = 8$ [°KV]			$m = 1,0602$		

Vibeova značajka pri tlaku 3



Slika 20. Usporedba vrijednosti toka tlaka u cilindru dobivene simulacijskim proračunom i eksperimentalnim ispitivanjem 3.

Povećanjem ubrizganog goriva smjesa postaje bogatija pa su zbog toga maksimalni tlak i temperatura u cilindru znatno veći, kao što se vidi na slici 20. Duljina trajanja izgaranja je dosta kraća nego u prijašnja dva primjera, a i sama Vibeova značajka izgaranja je niska što prema slici 12. ukazuje na vrlo brzo izgaranje goriva odmah nakon početka izgaranja.

Tablica 11. Usporedba vršnih vrijednosti tlaka dobivenog simulacijskim proračunom i tlaka 3 dobivenog eksperimentalnim ispitivanjem.

α [°KV]	340	350	355	360	362	364	370
p_{sim} [Pa]	2660500	4090000	4650000	8165000	8162000	7880000	6450000
p_{eksp} [Pa]	2671814	4109034	4844556	8164086	8152440	7932579	6708022
Δp [Pa]	-11314	-19034	-194556	914	9560	-52579	-258022
$\alpha_{IP} = -5$ [°KV]		$\Delta\alpha_{izg} = 7$ [°KV]			$m = 1,0325$		

4. Zaključak

Zbog sve strožih ekoloških normi, koje za cilj imaju smanjenje emisije štetnih plinova, kao i zbog smanjenja potrošnje goriva pri razvoju motora s unutarnjim izgaranjem neophodna su eksperimentalna i simulacijska istraživanja. Eksperimentalnim ispitivanjem moguće je izmjeriti neke fizikalne veličine, kao npr. tlak u cilindru za vrijeme rada motora ili maseni protok radnog medija. S druge strane neke fizikalne veličine je teško ili gotovo nemoguće izmjeriti, kao npr. temperaturu u cilindru ili značajke izgaranja. Simulacijskim istraživanjem, kao što je u ovom radu prikazano, moguće je pomoću fizikalnih zakona iz eksperimentalnih podataka izračunati druge fizikalne veličine koje je teško ili gotovo nemoguće eksperimentalno izmjeriti.

U prvom dijelu rada prikazan je i razrađen vrlo jednostavan termodinamički model koji na račun samo poznate geometrije cilindra, korištenog goriva i eksperimentalno izmjerenog toka tlaka u cilindru izračunava srednju temperaturu u cilindru, te brzinu oslobađanja topline ROHR i njezinu neto vrijednost NetROHR. Dobiveni rezultati, za tri različite vrijednosti eksperimentalno izmjerenog toka tlaka, ne odstupaju značajno od referentnih vrijednosti. Uzevši u obzir promjenu sastava plinova tijekom izgaranja pri proračunu izentropskog eksponenta, mogla bi se dobiti još manja odstupanja od referentnih vrijednosti budući da izentropski eksponent bitno utječe na oblik tj. vrijednosti krivulje ROHR-a.

U drugom dijelu rada razrađen je matematički model koji izračunava vrijednosti simulacijskog toka tlaka u cilindru motora. Korištenjem eksperimentalno dobivenih vrijednosti tlaka, pomoću programske skripte napisane u Matlabu, koja opisuje razrađeni model, i funkcije optimizacije moguće je dobiti Vibeovu značajku izgaranja m čija vrijednost opisuje oblik funkcije izgaranja goriva u cilindru motora. Dobivenu značajku moguće je iskoristiti u daljnjim simulacijskim ispitivanjima, gdje je npr. za poznatu funkciju izgaranja m potrebno simulirati tok tlaka i temperature u cilindru, ako dođe do promjene na nekom dijelu motora.

Prikazani modeli jasno pokazuju važnost i poteškoće koje se javljaju pri analizi eksperimentalno dobivenih veličina, u ovom slučaju tlaka u cilindru, ali ujedno pokazuju i količinu podataka koje je moguće dobiti ovakvom jednostavnom termodinamičkom analizom. Također prikazan je značajan utjecaj pojedinih termodinamičkih parametara na točnost rezultata, čije je točne vrijednosti vrlo teško utvrditi. Naprednijim i kompliciranijim modelima, kao što je programski paket AVL Boost, moguće je naravno dobiti točnije rezultate, ali s druge strane ti isti modeli zahtijevaju značajno veći unos ulaznih podataka, dodatnih pretpostavki i na kraju dulje trajanje proračuna, tj. potrebno je izvođenje proračuna na bržim računalima. Međutim, ovim radom je prikazano da se jednostavnim matematičkim modelima i korištenjem ne previše zahtjevnih programskih paketa, mogu dobiti rezultati čije se vrijednosti s dovoljnom točnošću mogu koristiti u daljnjoj analizi procesa u motorima s unutarnjim izgaranjem.

5. Literatura

- [1] Gatowski JA et. al.: *A heat release analysis of engine pressure data*. SAE Paper No. 841359, 1984.
- [2] Heywood J.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mcgraw-Hill, ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [3] Mahalec I., Lulić Z., Kozarac D.: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, Skripta iz kolegija 'Motori s unutarnjim izgaranjem', 2006.
- [4] Galović A.: *Termodinamika 1*, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, ISBN: 953-6313-44-8, 2004.
- [5] Brunt, M.F.J. and Emtage, A.L.: *Evaluation of Burn Rate Routines and Analysis Errors*, SAE Technical Paper 970037, 1997.
- [6] Egnell R.: *Combustion diagnostics by means of multi-zone heat release analysis and NO calculation*, SAE paper no. 981424, 1998.
- [7] J. E. Dec, M. Sjöberg: *A Parametric Study of HCCI Combustion – the Sources of Emissions at Low Loads and the Effects of GDI Fuel Injection*, SAE Paper 2003-01-0752, 2003.
- [8] Galović A.: *Termodinamika 2*, Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, ISBN 953-6313-52-9, 2003.
- [9] Lanzaforame R., Messina M.: *Internal combustion engine gross heat release strongly influenced by specific heat ratio values*, Int J Automotive Technol 4, pp. 125–133 – 2003.
- [10] S. M. Aceves et. al.: *Spatial Analysis of Emissions Sources for HCCI Combustion at Low Loads Using a Multi-Zone Model*, SAE Paper 2004-01-1910, 2004.

Prilozi

Prilog 1. Programska skripta za izračunavanje ROHR-a

```
clear
clc

%Poznata geometrija cilindra:
d=102e-3; %Promjer cilindra [m]
L=120e-3; %Hod klipa [m]
l=192e-3; %Duljina klipnjače [m]
E=17.63; %Stupanj kompresije [-]
r=L/2; %Polumjer radilice [m]
kl=r/l; %Omjer klipnjače [-]
Ac=(d^2*pi)/4; %Površina presjeka cilindra [m^2]
VH=Ac*L; %Radni volumen cilindra [m^3]
VK=VH/(E-1); %Kompresijski volumen [m^3]
hk=VK/Ac; %Visina između klipa i vrha cilindra u GMT [m]

%Značajke vezane za radnu točku:
n=1200; %Brzina vrtnje [min^-1]
nsec=n/60; %Brzina vrtnje [sec^-1]
omega=2*pi*nsec; %Kutna brzina koljenastog vratila [rad/sec]
omegadeg=nsec*360; %Kutna brzina koljenastog vratila [°KV/sec]
vsred=2*L*nsec; %Srednja brzina klipa [m/sec]
lambda=4.17; %Faktor zraka [-]

%Karakteristike goriva i zraka :
Hd=44.31e6; %Donja ogrjevnica goriva (IZOOKTAN) [J/kg]
MG=114.23; %Molekularna masa goriva (IZOOKTAN) [kg/kmol]
Z0=15.13; %Stehiometrijski omjer goriva i zraka [kgz/kgG]
MZ=28.96; %Molekularna masa zraka [kg/kmol]

%Zadane veličine:
Tw=410; %Temperatura stijenki cilindra [K]
mz=0.998e-3; %Masa zraka u trenutku zatvaranja usisnih ventila [kg]
mg=mz/(lambda*Z0); %Masa goriva u cilindru [kg]
ms=mz+mg; %Masa smjese goriva i zraka u cilindru [kg]

%Pretpostavljene veličine:
n=1.30; %Stupanj politropske kompresije [-]
Rm=8314; %Opća plinska konstanta [J/kmolK]
Rz=Rm/MZ; %Individualna plinska konstanta zraka [J/kgK]
Rg=Rm/MG; %Individualna plinska konstanta goriva [J/kgK]
Xg=mg/(mg+mz); %Maseni udio goriva u mješavini [kgG/kgS]
Xz=1-Xg; %Maseni udio zraka u mješavini [kgZ/kgS]
Rs=Xz*Rz+Xg*Rg; %Individualna plinska konstanta mješavine [J/kgK]
```

```

load ULAZ.txt -ascii

KV=ULAZ(:,1); % [°KV] Kutovi zakreta koljenastog vratila
pc=ULAZ(:,2); % [Pa] Eksperimentalne vrijednosti tlaka

%===== P R O R A Č U N =====

for i = 1:length(ULAZ)

a(i)=KV(i)*(pi/180); %[rad] Kutovi zakreta KV od UZ do IO

%---- Funkcija volumena ; površine; visine ----

h(i)=r*((1-cos(a(i)))+(1/kl)*(1-sqrt(1-kl^2*sin(a(i))*sin(a(i)))));
%[m] Visina tj. udaljenost čela klipa od GMT u ovisnosti o kutu
zakreta °KV

V(i)=VK+(h(i)*Ac); %[m^3] Ukupni volumen cilindra u bilo kojoj točki
položaja klipa od UZ do IO

As(i)=(V(i)*4)/d + 2*Ac; %[m^2] Površina stijenske cilindra u bilo
kojoj točki položaja klipa od UZ do IO

%---- Tok temperature od UZ do IO ----

Puz=pc(1); %[Pa] Tlak u trenutku UZ
Vuz=V(1); %[m^3] Volumen u trenutku UZ
Tuz=(Puz*Vuz)/(ms*Rs); %[K] Temperatura u trenutku UZ

Tc(i)=pc(i)*V(i)/(ms*Rs); %[K] Temperature u cilindru od UZ do IO

%---- Izentropski koeficijent [Kapa] ----

Model 1. Gatowski

kg(i)=1.38-8e-5*(Tc(i)-300); %[-]

Model 2. Brunt

kb(i)=1.338-6e-5*Tc(i)+1e-8*Tc(i)^2; %[-]

Model 3. Egnell

k1=0.2;
k2=900;

ke(i)=1.38-k1*exp(1)^(-k2/Tc(i)); %[-]

```

```

%---- Diferencijalna promjena volumena po kutu zakreta KV ----

dh(i)=r*(sin(a(i))+kl*(sin(a(i))*cos(a(i)))/(sqrt(1-
kl^2*sin(a(i))*sin(a(i))))*(pi/180); %[m/°KV]

dV(i)=Ac*dh(i); [m^3/°KV]

%---- Tok tlaka u cilindru u slučaju da izostane paljenje ---

pbp(i)=((Vuz/V(i))^n)*Puz; %[Pa]

%---- Koeficijent prijelaza topline prema Woschniu ----

C1=2.28;
C2=0.00324;

aw(i)=130*(d^-0.2)*((pc(i)/10^5)^0.8)*(Tc(i)^-
0.55)*(C1*vsred+C2*((VH*Tuz)/(Puz*Vuz)*(pc(i)-pbp(i))))^0.8;
%[W/(m^2*K)]

end

kapa=ke; %Odabrani model izentropskog eksponenta

%---- Diferencijalna promjena tlaka po kutu zakreta KV ----

for i = 1:length(ULAZ)-1
dp(i)=((pc(i+1)-pc(i))/(KV(i+1)-KV(i))); [Pa/°KV]
end

%---- ROHR ; NetROHR ----

for i = 1:length(ULAZ)-1

%---- Neto vrijednost oslobođene topline NetROHR ----

QhrNET(i)=((kapa(i)/(kapa(i)-1))*pc(i)*dV(i))+((1/(kapa(i)-
1))*V(i)*dp(i));% [J/°KV]

%---- Toplina koja se gubi prolaskom kroz stijenke ----

Qht(i)=(As(i)*aw(i)*(Tc(i)-Tw))*(1/omegadeg); % [J/°KV]

%---- Brzina oslobađanja topline ROHR ----

Qhr(i)=QhrNET(i)+Qht(i); % [J/°KV]

end

```

Prilog 2. Programska skripta za izračunavanje simulacijskog tlaka i Vibeove značajke izgaranja na račun dobivene krivulje ROHR-a.

Proračun tlaka

```
function SUMdeltaP=Vibe(m)

global KV a kl r VK Ac pc ms Rs n Hd delta lambda Z0 gama c h o MG d
vsred VH Tw omegadeg fz KVip
global pc_1

%---- Funkcija volumena ; površine; visine ----

h(i)=r*((1-cos(a(i)))+(1/kl)*(1-sqrt(1-kl^2*sin(a(i))*sin(a(i))))));
%[m] Udaljenost čela klipa od GMT u ovisnosti o kutu zakreta °KV

V(i)=VK+(h(i)*Ac); %[m^3] Ukupni volumen cilindra u bilo kojoj točki
položaja klipa od UZ do IO

As(i)=(V(i)*4)/d + 2*Ac; %[m^2] Površina stijenske cilindra u bilo
kojoj točki položaja klipa od UZ do IO

%---- %Vrijednosti vezane uz početak kompresije ----

Puz=pc(1); %[Pa] Tlak u trenutku UZ
Vuz=V(1); %[m^3] Volumen u trenutku UZ
Tuz=(Puz*Vuz)/(ms*Rs); %[K] Temperatura u trenutku UZ

%---- Tok tlaka u cilindru u slučaju da izostane paljenje ----

pbp1=Puz;
for i = 2 : length(KV)
pbp(i)=(pbp1*((V(i)/(n-1))-((V(i)-V(i-1))/2)))/(((V(i)/(n-1))+((V(i)-
V(i-1))/2))); %[Pa]
pbp1=pbp(i);
end
pbp(1)=Puz;

%---- Vrijednosti vezane uz izgaranje ----

qz=(delta*Hd)/((1+lambda*Z0)*(1+gama)); %[J/kg] Ukupna količina
dovedene topline tijekom cijelog procesa izgaranja
Beta0max=1+(h/4+o/32-1/MG)/((lambda/0.21)*((c/12)+(h/4)-(o/32))+1/MG);
%[-] Faktor maksimalne promjene količine plinova za slučaju da nema
zaostalih plinova izgaranja
Betamax=(Beta0max+gama)/(1+gama); %[-] Faktor maksimalne promjene
količine plina sa zaostalim plinovima izgaranja
KVik=KVip+fz; %[°KV] Pretpostavljeni kut završetka izgaranja
```

```

%===== P R O R A Č U N =====

for i = 1 : length(KV)-1

    if (KV(i)>KVip) && (KV(i)<=KVik)

x(i)=1-(exp(1)^(-6.908*((KV(i)-KVip)/fz)^(m+1))); %[-] Udjeli
izgorjelog goriva od početka do kraja intervala izgaranja
Beta(i)=1+(Betamax-1)*x(i); %[-] Faktor trenutane promjene količine
plina

    end
end

p1=Puz;
T1=Tuz;
for i = 2 : 1 : length(KV)

    if (KV(i)>KVip) && (KV(i)<=KVik)

%---- Količina dovedene topline u intervali 1-2 ----

Q12=ms*qz*(x(i)-x(i-1)); %[J]

    else

Q12=0;

    end

k1=0.2;
k2=900;

kapa(i-1)=1.38-k1*exp(1)^(-k2/T1); %[-]

C1=2.28;
C2=0.00324;

%---- Koeficijent prijelaza topline prema Woschniu ----

aw(i-1)=130*(d^-0.2)*((p1/10^5)^0.8)*(T1^-
0.55)*(C1*vsred+C2*((VH*Tuz)/(Puz*Vuz)*(p1-pbp(i))))^0.8;
%[W/(m^2*K)]

%---- Toplina koja se gubi prolaskom kroz stijenje ----

Qht(i-1)=(As(i-1)*aw(i-1)*(T1-Tw))*(1/omegadeg)*(KV(i)-KV(i-1));
%[J/°KV]

%---- Tlak na kraju svakog intervala ----

p2(i)=(p1*((V(i-1)/(kapa(i-1)-1))-((V(i)-V(i-1))/2)))+(Q12-Qht(i-
1))/(((V(i)/(kapa(i-1)-1))+((V(i)-V(i-1))/2)))); %[Pa]

```



```

    if (KV(i) <= KVip)

Tc(i) = (Tuz / (Puz * Vuz)) * p2(i) * V(i); %[K] Temperatura od UZ do IP

    if (KV(i) == KVip)
        pip = p2(i);
        Tip = Tc(i);
        Vip = V(i);
    end
    elseif (KV(i) > KVip) && (KV(i) <= K Vik)

Tc(i) = (p2(i) / pip) * (V(i) / Vip) * (Tip / Beta(i)); %[K] Temperatura od IP do
IK
    if (KV(i) == K Vik)
        pik = p2(i);
        Tik = Tc(i);
        Vik = V(i);
    end
    else

Tc(i) = (Tik / (pik * Vik)) * p2(i) * V(i); %[K] Temperatura od IK do IO

    end

p1 = p2(i); %Zamjena varijabli, prethodna izračunata vrijednost je
značajka za sljedeću točku
T1 = Tc(i); %Zamjena varijabli, prethodna izračunata vrijednost je
značajka za sljedeću točku

    end

SUMdeltaP = 0;

for i = 1 : length(KV)
    deltaP = (pc_1(i) - p2(i));
    SUMdeltaP = SUMdeltaP + deltaP^2;
end

```

Definiranje Vibeove značajke m pomoću optimizacijske rutine fmincon

```
clear
clc

%ZADANO:
global KV a kl r d vsred VH VK Ac ms Rs Hd delta lambda n Z0 gama c h
o MG Tw omegadeg KVc pc KVip fz
global pc_1 m

%Poznata geometrija cilindra:
d=102e-3; %Promjer cilindra [m]
L=120e-3; %Hod klipa [m]
l=192e-3; %Duljina klipnjace [m]
E=17.63; %Stupanj kompresije [-]
r=L/2; %Polumjer radilice [m]
kl=r/l; %Omjer klipnjace [-]
Ac=(d^2*pi)/4; %Površina presjeka cilindra [m^2]
VH=Ac*L; %Radni volumen cilindra [m^3]
VK=VH/(E-1); %Kompresijski volumen [m^3]
hk=VK/Ac; %Visina izmedju klipa i vrha cilindra u GMT [m]

%Značajke vezane za radnu točku:
n=1200; %Brzina vrtnje [min^-1]
nsec=n/60; %Brzina vrtnje [sec^-1]
omega=2*pi*nsec; %Kutna brzina koljenastog vratila [rad/sec]
omegadeg=nsec*360; %Kutna brzina koljenastog vratila [°KV/sec]
vsred=2*L*nsec; %Srednja brzina klipa [m/sec]
lambda=4.17; %Faktor zraka [-]
KV=[-155:1:120]; %Kutevi zakreta koljenastog vratila od UO do IO [°KV]
a=(pi/180)*KV; %Kutevi zakreta koljenastog vratila od UO do IO [rad]

%Karakteristike goriva i zraka :
Hd=44.31e6; %Donja ogrijevna moc goriva (IZOOKTAN) [J/kg]
MG=114.23; %Molekularna masa goriva (IZOOKTAN) [kg/kmol]
Z0=15.13; %Stehiometrijski omjer goriva i zraka [kgz/kgG]
MZ=28.96; %Molekularna masa zraka [kg/kmol]
c=0.86; %Udio ugljika [-]
h=0.14; %udio vodika [-]
o=0; %Udio kisika [-]

%Zadane veličine:
Tw=410; %Temperatura stijenki cilindra [K]
mz=0.998e-3; %Masa zraka u trenutku zatvaranja usisnih ventila [kg]
mg=mz/(lambda*Z0); %Masa goriva u cilindru [kg]
ms=mz+mg; %Masa smjese goriva i zraka u cilindru [kg]

%Pretpostavljene veličine:
n=1.30; %Stupanj politropske kompresije [-]
Rm=8314; %Opća plinska konstanta [J/kmolK]
Rz=Rm/MZ; %Individulna plinska konstanta zraka [J/kgK]
Rg=Rm/MG; %Individulna plinska konstanta goriva [J/kgK]
Xg=mg/(mg+mz); %Maseni udio goriva u mješavini [kgG/kgS]
Xz=1-Xg; %Maseni udio zraka u mješavini [kgZ/kgS]
Rs=Xz*Rz+Xg*Rg; %Individulna plinska konstanta mješavine [J/kgK]
```

```

gama=0; %[-] Faktor zaostalih ispušnih plinova (pretpostavljeno da
nema zaostalih ispušnih plinova)
delta=0.95; %[-] Faktor pretvorbe energije goriva

%Eksperimentalne vrijednosti tlaka pc [Pa]

load ULAZ.txt -ascii
KVC=ULAZ(:,1); %[°KV] Kutovi zakreta koljenastog vratila
pc=ULAZ(:,2); %[Pa] Eksperimentalne vrijednosti tlaka
KVC=KVC-360;
pc_1=interp1(KVC,pc,KV);

%==== O P T I M I Z A C I J A ====

options=optimset('fmincon');
options=optimset(options,'LargeScale','on','Display','iter',
'MaxFunEvals', 4000, 'MaxIter', 1000);
options=optimset(options, 'TolCon', 1.0000e-015, 'TolFun',1.0000e-015,
'TolX', 1.0000e-005);
options=optimset(options, 'DiffMaxChange', 1.0000e-003,
'DiffMinChange',1.0000e-008);

X0(1)=2;

lb=[0];
ub=[10];

fvalmin=inf;

for KVip = -9 : -6 %Pretpostavljeno područje početka izgaranja
    for fz = 7 : 11 %Pretpostavljeno trajanje izgaranja

[X, fval, exitflag, output] = fmincon('Vibe',X0,[],[],[],[],lb,ub,[],
options);

        if fval < fvalmin
            fvalmin=fval;
            m=X;
            KVip_pamtim=KVip;
            fz_pamtim=fz;
        end
    end
end

KVip=KVip_pamtim;
fz=fz_pamtim;

Vibe_1(X);

```